

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ О. М. БЕКЕТОВА**

**М. О. Шульга
О. О. Алексахін
Д. О. Шушляков**

ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЯ

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів
напряму підготовки «Будівництво»*

**ХАРКІВ
ХНУМГ
2014**

УДК [697.34:696.2:697.9](075)
ББК 31.3я73-6+38.762.2я73-6
Ш95

Автори:

Шульга М. О. к.т.н., проф., зав. кафедри теплохолодопостачання (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)
Алексахін О. О. к.т.н., доц. кафедри теплохолодопостачання (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)
Шушляков Д. О. к.т.н., доц. кафедри теплохолодопостачання (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)

Рецензенти:

Братута Е. Г. д.т.н., проф. кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій (Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»);
Єрощенко С. А. д.т.н., проф., зав. кафедри теплотехніки та теплових двигунів (Українська державна академія залізничного транспорту);
Іродов В. Ф. д.т.н. проф., зав. кафедри теплотехніки і газопостачання (Придніпровська державна академія будівництва та архітектури).

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів напряму
підготовки «Будівництво»,
рішення № 1/11-1223 від 29.01.14 р.*

Шульга М. О.

Ш 95 Теплогазопостачання та вентиляція: навч. посібник / М. О. Шульга, О. О. Алексахін, Д. О. Шушляков; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Х. : ХНУМГ, 2014. – 191 с.
ISBN 978-966-695-328-8

У навчальному посібнику розглянуті системи теплопостачання будівель, газопостачання та системи вентиляції і кондиціювання повітря. Для кожної з систем розглянуті питання призначення, класифікації, влаштування, роботи і розрахунку. Розглянуте основне обладнання наведених систем. Наведені приклади розрахунку систем теплопостачання, газопостачання, систем вентиляції і кондиціювання повітря.

Призначений для студентів спеціальностей «Міське будівництво та господарство», «Промислове і цивільне будівництво», «Охорона праці в будівництві».

**УДК [697.34:696.2:697.9](075)
ББК 31.3я73-6+38.762.2я73-6**

ISBN 978-966-695-328-8

© М. О. Шульга, О. О. Алексахін,
Д. О. Шушляков, 2014
© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2014

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	4
1. Теплопостачання	5
1.1. Призначення, класифікація, улаштування і робота системи теплопостачання ...	5
1.2. Розрахунок теплових навантажень системи теплопостачання населених пунктів	7
1.3. Джерела теплопостачання	10
1.4. Теплові пункти	28
1.5. Приєднання споживачів теплової енергії до системи теплопостачання	31
1.6. Насосні станції	35
1.7. Теплові мережі	38
Приклади розрахунків	50
Контрольні запитання	59
2. Газопостачання	60
2.1. Призначення та класифікація систем газопостачання	60
2.2. Джерела газопостачання	63
2.3. Обладнання мереж газопостачання	65
2.4. Улаштування газових мереж	68
2.5. Методи прокладання газових мереж	74
2.6. Розрахунок газових навантажень систем газопостачання. Гідравлічний розрахунок газових мереж	78
2.7. Призначення, влаштування і класифікація систем газопостачання будівель	85
2.8. Інженерне обладнання систем газопостачання будівель	92
2.9. Розрахунок систем газопостачання будівель	105
2.10. Використання зрідженого газу	106
Приклади розрахунків	107
Контрольні запитання	112
3. Вентиляція і кондиціювання повітря	113
3.1. Санітарно-гігієнічні основи вентиляції і кондиціювання повітря	113
3.1.1. Шкідливі пил, пари й гази у повітрі приміщення	113
3.1.2. Властивості вологого повітря	114
3.1.3. Побудова I-d діаграми вологого повітря. Елементарні процеси зміни тепловологісного стану повітря в I-d діаграмі	116
3.1.4. Розрахункові параметри зовнішнього повітря	123
3.1.5. Метеорологічні параметри внутрішнього повітря, що нормуються	123
3.2. Призначення, класифікація, улаштування, робота систем вентиляції	124
3.2.1. Основне обладнання систем вентиляції	132
3.2.2. Розрахунок систем вентиляції	153
3.3. Системи кондиціювання повітря	164
3.3.1. Призначення, класифікація, улаштування, робота систем кондиціювання повітря	164
3.3.2. Основне обладнання систем кондиціювання повітря	167
3.3.3. Розрахунок систем кондиціювання	180
Приклади розрахунків	185
Контрольні запитання	187
Список джерел.....	188

ВСТУП

Містобудування комплексно вирішує соціально-економічні, санітарно-гігієнічні, екологічні, будівельні, транспортні й архітектурно-художні завдання. У зв'язку з цим необхідно знати інженерно-геологічні й кліматичні умови території будівництва, зробити правильний вибір систем життєзабезпечення, що включають системи теплопостачання, газопостачання та вентиляції, визначити засоби сучасної техніки, вибрати раціональні методи трасування, прокладання інженерних мереж і розміщення інженерних комунікаційних споруд, що забезпечують нормальну роботу всіх мереж.

Головним завданням при розвитку систем інженерного обладнання, що відповідає вимогам комфортності в різних природнокліматичних умовах, є виявлення резервів економії водних і паливно-енергетичних ресурсів з урахуванням вимог раціонального природокористування.

Завдяки ефективній роботі систем теплопостачання, газопостачання та вентиляції забезпечуються потреби населення в комфортному проживанні, роботі й відпочинку. У зв'язку з цим вибір обладнання цих інженерних систем є дуже важливим завданням.

Улаштування вказаних систем базується на законах України «Про основи містобудування», «Про теплопостачання», «Про нафту і газ», «Про енергозбереження», «Загальнодержавна Програма «Питна вода України» на 2006-2020 роки», «Загальнодержавна Програма реформування і розвитку житлово-комунального господарства на 2003-2010 роки», а також державних будівельних нормах, посилення на які наведені у відповідних розділах і списку літератури.

У першому розділі розглянуті питання призначення, класифікації, улаштування і роботи систем теплопостачання, їх основних елементів і джерел теплопостачання, теплових мереж, центральних теплових пунктів, насосних станцій; наведено розрахунок теплових навантажень систем теплопостачання.

У другому розділі розглянуті питання призначення, класифікації систем газопостачання, улаштування мереж газопостачання, приєднання споживачів до мереж газопостачання, обладнання систем газопостачання, а також наведено методику розрахунків газових навантажень та гідравлічних розрахунків систем газопостачання.

У третьому розділі наведена інформація з питань призначення, класифікації, улаштування і розрахунку систем вентиляції та кондиціонування повітря.

Навчальний посібник написано у відповідності до навчального плану спеціаліста за фахом «Містобудування», «Промислове та цивільне будівництво», «Охорона повітряного басейну» і навчальної програми з дисципліни «Теплогазопостачання та вентиляція». Він допомагає майбутнім спеціалістам в освоєнні розглянутої області знань, дозволяє приймати технічно та економічно обґрунтовані рішення з економії матеріально-технічних і енергетичних ресурсів.

1. ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1. Призначення, класифікація, улаштування і робота систем теплопостачання

Загальна характеристика систем теплопостачання

Подача теплової енергії у приміщення для забезпечення в них комфортних параметрів внутрішнього повітря, приготування гарячої води для санітарно-гігієнічних потреб і для виконання технологічних процесів на промислових підприємствах потребує організації та функціонування спеціальних систем теплопостачання, які бувають місцевими, якщо вироблення теплоти відбувається в місці його споживання, або централізованими, якщо вироблення теплоти здійснюється спеціальними підприємствами. Такі підприємства називають *джерелами теплопостачання*.

В існуючому господарському механізмі України теплопостачання будівель здійснюється в основному від централізованих систем. Цьому сприяло краще використання палива, більші можливості впровадження заходів з боротьби з забрудненням атмосфери продуктами спалювання палива, зменшення питомих витрат на експлуатацію. Централізовані системи теплопостачання складаються з трьох основних елементів: джерело теплоти, теплові мережі, системи використання теплоти у споживачів. Джерела теплопостачання призначені для перетворення в теплоту енергію, що міститься в органічному чи ядерному паливі і нагрівання теплоносія (вода, водяна пара), який транспортує теплоту до споживачів.

Джерелом теплопостачання в містах є теплоелектроцентралі (ТЕЦ) і котельні, а сільській місцевості - невеликі котельні й опалювальні печі. На відміну від ТЕЦ і великих котельень централізованого теплопостачання, вироблення теплоти в невеликих котельнях і опалювальних печах потребує значних витрат некваліфікованої праці й сприяє суттєвому забрудненню навколишнього середовища.

Систему трубопроводів і спеціального обладнання, призначених для організації руху теплоносія від джерела до споживача і повернення охолодженого теплоносія до джерела теплопостачання, називають *тепловими мережами*.

Системи використання теплоти у споживачів призначені для прийому теплоносія з теплових мереж для його розподілу, підтримання потрібних параметрів у абонентів, для обліку споживання теплоти.

Теплоелектроцентралям віддають перевагу при теплопостачанні великих міст (кількість населення більше 250 тис.). Однак структура теплопостачання таких міст, як правило, містить в собі й котельні різної потужності.

Теплопостачання великих міст характеризується складною структурою з наявністю декількох різнотипних джерел теплоти, що відпускають енергію в загальні теплові мережі. Часто до структури теплопостачання міст входять котельні промис-

лових підприємств, які поряд із забезпеченням технологічних циклів підприємств відпускають теплоту житловим будинкам.

Величина району обслуговування джерелом теплоти, а отже ступінь централізації теплопостачання визначається з урахуванням багатьох, часто полярних факторів. Так, з одного боку, збільшення району обслуговування, а отже і продуктивність джерела теплоти веде до зниження питомих капітальних витрат на спорудження джерела. З другого боку, це веде до збільшення капіталовкладень в теплові мережі. Крім того, при виборі кількості джерел теплоти і місць їх розміщення слід враховувати санітарно-гігієнічні й архітектурні вимоги. При цьому важливим фактором стає вид палива. Чим менше обсяги вироблення теплоти джерелом теплопостачання і чим ближче знаходиться житлова зона, тим більш високі вимоги до якості палива. З урахуванням цих факторів для домових, групових і мікрорайонних котелень використання газу має перевагу. Використання вугілля в таких випадках, крім проблем з наявністю в продуктах спалювання палива шкідливих речовин, створює проблему з доставкою і зберіганням палива, а також з видаленням шлаків.

Вибір теплоносія для систем теплопостачання визначається потрібним рівнем температур в системах теплоспоживання споживачів. Гаряча вода як теплоносій використовується при температурі не більше 200 °С. Таке обмеження рівня температур пов'язане з тим, що значення температури кипіння і тиску взаємопов'язані і підвищення температури води повинне супроводжуватись підвищенням тиску, що веде до збільшення товщини трубопроводів, а отже, і капіталовкладень до теплових мереж.

Насичену водяну пару використовують, як правило, в діапазоні значень тиску 0,1-4 МПа і відповідно температур 100-250 °С. Більш високий температурний рівень може бути забезпечений при використанні перегрітої пари. Але водяна пара з високою температурою перегріву за своїми властивостями наближається до газів і, отже, через малі значення питомої теплоємності стає мало придатною для транспортування теплоти на значні відстані. Як правило, до теплових мереж подають слабо перегріту пару. Ступінь перегріву вибирають таким, щоб при зниженні температури пари через втрати теплоти при транспортуванні споживач отримував би пару або з незначним перегрівом, або насиченою з незначною вологістю.

Парові системи розповсюджені в основному на промислових підприємствах, а водяні системи застосовують для теплопостачання житлово-комунального господарства. Основні переваги водяних теплових систем у порівнянні з паровими такі: немає потреби у встановленні громіздких і капіталоемких систем для збирання і транспортування конденсату у споживачів, можливість застосування якісного регулювання відпуску теплоти в широкому діапазоні зміни значень температури теплоносія; менші енергетичні втрати при транспортуванні; більша можлива відстань від джерела до споживача теплоти (20-30 км). Основні переваги парових систем у порівнянні з водяними: універсальність пари (можливість забезпечення як техно-

логічних потреб промислових підприємств, так і опалювального навантаження в житлово-комунальному господарстві); можливість роботи систем використання теплоти як на парі, так і на воді, яка нагрівається в пароводяних теплообмінних апаратах; в безперервно працюючих паропроводах завдяки підтриманню високих температур і малої вологості в теплоізоляційних конструкціях менш інтенсивно протікає зовнішня корозія трубопроводів.

Однак найбільш широке застосування у теплопостачанні населених пунктів знайшли централізовані 4-х трубні водяні системи теплопостачання і гарячого водопостачання. Принципова схема такої системи наведена на рис. 1.1.

Нагрітий за рахунок згоряння палива (характеристика органічного палива наведена в [26]) в районній котельні або ТЕЦ теплоносій з параметрами 130-150 °С по магістральному подавальному теплопроводу Т1 надходить до центрального теплового пункту (ЦТП). При значній відстані джерела до споживачів з метою компенсації гідравлічних втрат при транспортуванні теплоносія влаштовуються насосні станції. У них за допомогою насосів підвищується тиск теплоносія до необхідного. Теплоносій (Т1) подається в індивідуальний тепловий пункт (ІТП) будинку, де його температура знижується до 105-95 °С за рахунок підмішування до теплоносія, який виходить з системи опалення з температурою 70 °С, і далі в систему опалення. Віддавши теплоту в опалювальних приладах, охолоджений теплоносій по теплопроводу Т2 через ІТП повертається до ЦТП і далі через насосну станцію потрапляє до джерела теплопостачання, де знову нагрівається до потрібної температури.

Більш детально про підключення систем опалення і гарячого водопостачання до теплових мереж див. далі.

1.2. Розрахунок теплових навантажень системи теплопостачання населених пунктів

Розрахунок витрат теплоти на потреби теплопостачання населеного пункту здійснюють за укрупненими показниками залежно від чисельності населення і житлової площі.

Максимальні витрати теплової енергії на опалення житлових та громадських будинків

$$Q_o = Q_o^{жс} + Q_o^{гп} = Q_o^{жс} \cdot \left(1 + \frac{Q_o^{гп}}{Q_o^{жс}}\right) = Q_o^{жс} \cdot (1 + K_1), \text{ Вт}, \quad (1.1)$$

де $Q_o^{жс}$ - витрати теплоти на опалення житлових будинків ; $Q_o^{гп}$ - те саме громадських будинків ; $K_1 = \frac{Q_o^{гп}}{Q_o^{жс}}$ - коефіцієнт , що враховує витрати теплоти на опалення громадських будинків ($K_1 = 0.25$)

$$Q_o^{жс} = q_o \cdot A, \text{ Вт}, \quad (1.2)$$

де q_o - укрупнений показник максимальної витрати теплоти на опалення будинків (обирають залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря, табл. 1.1), Вт/м²; A - житлова площа будинків мікрорайону, що визначається залежно від площі забудови мікрорайону F , та щільності житлового фонду a за формулою

$$A = F a, \text{ м}^2. \quad (1.3)$$

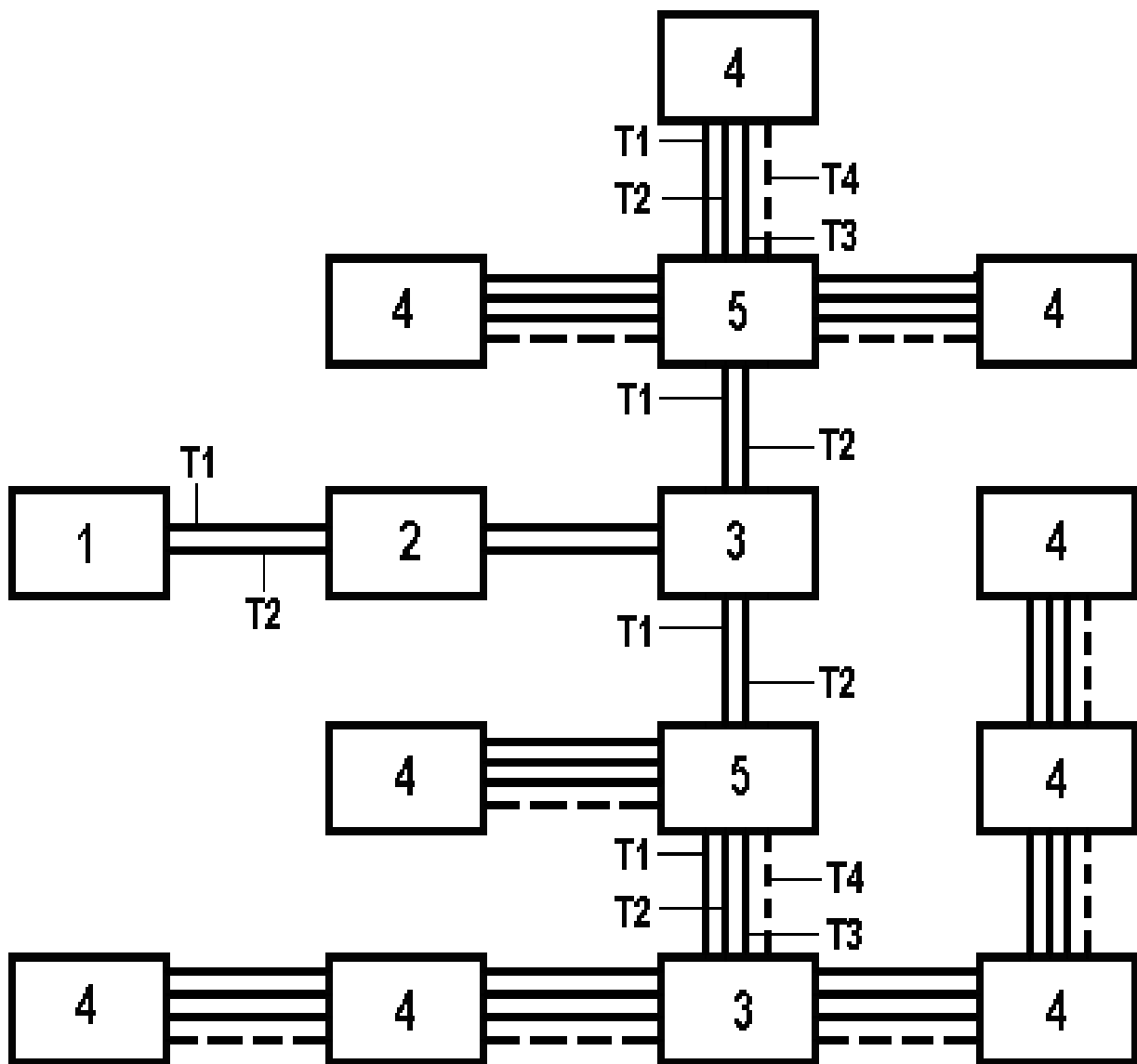


Рис. 1.1 – Принципова схема 4-х трубної водяної системи теплопостачання і гарячого водопостачання:

1 – джерело теплопостачання; 2 – насосна станція; 3 – тепла камера; 4 – будівлі (споживачі теплової енергії: система опалення, система гарячого водопостачання, система вентиляції та кондиціонування повітря, промислові); 5 – центральний тепловий пункт; T1 – подавальний трубопровід теплоносія; T2 – зворотний трубопровід теплоносія; T3 – подавальний трубопровід гарячої води; T4 – зворотний трубопровід гарячої води

Максимальні витрати теплової енергії на вентиляцію громадських будинків:

$$Q_v^{sp} = q_o \cdot A \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ Вт}, \quad (1.4)$$

де $K_2 = 0,6$ – коефіцієнт, що враховує витрати теплоти на вентиляцію громадських будинків.

Таблиця 1.1 – Укрупненні показники максимального теплового потоку на опалення 1 м^2 загальної площі житлових будинків, q_o , Вт/ м^2

Етажність забудови	Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p.o.}^{\circ}\text{C}$					
	-5	-10	-15	-20	-25	-30
3 - 4	90	97	103	111	119	128
5 і більше	65	69	73	75	82	88

Таблиця 1.2 – Коефіцієнт щільності житлового фонду

Етажність забудови	5	9	12
Щільність житлового фонду, $\text{м}^2/\text{га}$	3100	3700	4800

Таблиця 1.3 – Норми витрати гарячої води при температурі 55°C на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель

Споживачі	Розмірність	Норми витрати, л/добу
Житлові будинки квартирного типу : - з централізованим гарячим водопостачанням, обладнані умивальниками, мийками і душем	1 мешканець	85
- із сидячими ваннами, обладнаними душем		90
- з ваннами довжиною 1,5 - 1,7 м, обладнаними душами		105
- висотою понад 12 поверхів з централізованим гарячим водопостачанням та підвищеними вимогами до благоустрою		115

Середній тепловий потік на гаряче водопостачання

$$Q_{h.cp.} = [1.2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (t_z - t_x) \cdot c] / (24 \cdot 3600), \text{ Вт}, \quad (1.5)$$

де a – норма витрат гарячої води одним мешканцем за добу (табл. 1.3); b – норма витрат гарячої води для громадських споруд (приймають 25л води за добу на 1 людину); $t_z = 55^{\circ}\text{C}$ – температура гарячої води; $t_x = 5^{\circ}\text{C}$ – температура холодної води; $C = 4187 \text{ Дж}/(\text{кг}^{\circ}\text{C})$ – питома теплоємність води; m – кількість жителів у мікрорайоні

$$m = A/f_n, \text{ чол.} \quad (1.6)$$

де f_n – норма жилої площі на 1 людину, $\text{м}^2/\text{чол.}$

Максимальні витрати теплової енергії на гаряче водопостачання

$$Q_{h.cp.} = 2,4 \cdot Q_{h.cp.}, \text{ Вт.} \quad (1.7)$$

Теплове навантаження на один ЦТП не повинне перевищувати 26 МВт. Якщо має місце таке перевищення, у мікрорайоні необхідно розміщувати декілька ЦТП.

Теплове навантаження ТЕЦ дорівнює сумі теплових навантажень ЦТП мікро-районів, які приєднані до джерела теплопостачання за допомогою теплових мереж:

$$Q_{тец} = \sum_{i=1}^n (Q_{цпн})_i, \quad (1.8)$$

1.3. Джерела теплопостачання

Котельні є основним джерелом теплопостачання для середніх (з чисельністю населення близько 100 тис.) і малих (до 50 тис.) міст. Залежно від величини теплового навантаження комунальні котельні, що призначені в основному для відпускання теплоти житловим і громадським будинкам, класифікують відповідно до структурних одиниць території міст: будинкові, групові, мікрорайонні, районні.

Домові котельні мають теплову потужність до 2 МВт і відпускають теплоту системам теплоспоживання окремої будівлі. Такі котельні розміщують, як правило, в межах будинку, який вони обслуговують.

Групові котельні здійснюють теплопостачання групи будинків із загальною кількістю населення до 3000 і сумарною витратою теплової енергії 2-9 МВт.

Мікрорайонні котельні забезпечують теплотою всі житлові й громадські будівлі мікрорайону з чисельністю населення 6-20 тис. і сумарною витратою теплоти 10-70 МВт. Такі котельні, як і групові, розміщують в окремій споруді.

Районні котельні можуть забезпечити теплотою житловий район (або невелике місто) з кількістю населення 25-80 тис. і тепловим навантаженням 50-300 МВт.

Котельні класифікують також за видом теплоносія (парові, водяні), за видом палива (газові, газомазутні, вугільні). Суттєво впливає на теплову схему й номенклатуру обладнання котельні спосіб подачі води на гаряче водопостачання. За цією ознакою розрізняють відкриті й закриті системи. Внаслідок збільшення відбору води з мереж котельні, що обслуговують відкриті системи теплопостачання, мають більшу потужність апаратів підготовки води для котлоустановок.

При закритій схемі теплопостачання найбільш широке застосування знайшли котельні з водогрійними котлами. Принципова теплова схема опалювальної котельні з сталевими водогрійними котлами, що працюють на закриту систему теплопостачання, наведена на рис. 1.2. До складу котельні входить таке основне обладнання: водогрійні котли 1, сітловий насос 2, група пристроїв для підготовки

живильної води перед подаванням її до котлів (апарат хімічного очищення води 7, деаератор 11, теплообмінний апарат для попереднього підігрівання сирі води 8, і підігрівання хімоочищеної води 9,10), а також живильний 4 і підживлюючий 5 насоси.

Вода із зворотної лінії теплових мереж з невеликим напором (20-40 м вод.ст.) надходить до сітьового насосу. Туди поступає також вода від підживлюючого насосу для компенсації втрат води в теплових мережах. До сітьового насосу подають і гарячу сітьову воду, теплота якої частково була використана для нагрівання води в теплообмінних апаратах 8, 10. При всіх режимах відпуску теплоти, крім пікового зимового, частина води з зворотної лінії по лінії перепуску 13 надходить в подавальну магістраль для змішування з нагрітою в котлах водою. Змінюючи пропорції потоків нагрітої і охолодженої води, можна забезпечити задану розрахункову температуру в подавальній магістралі теплової мережі.

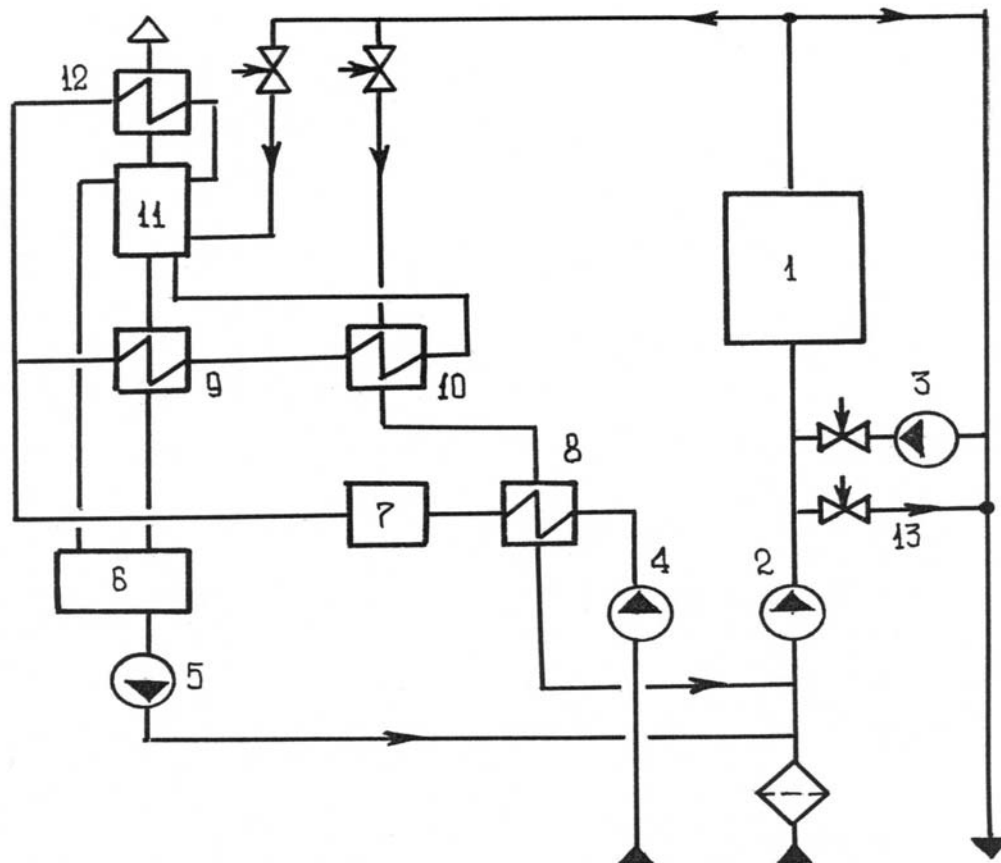


Рис. 1.2 - Теплова схема опалювальної котельні з водогрійними котлами при закритій системі теплопостачання і водяних теплових мережах:

1 - котел; 2 - сітьовий насос; 3 - рециркуляційний насос; 4 - живильний насос; 5 – підживлюючий насос; 6 - бак підживлюючої води; 7 - апарат хімічного очищення води; 8 - підігрівник сирі води; 9, 10 - підігрівники хімоочищеної води; 11 - деаератор; 12 - охолоджувач випару; 13 - лінія перепуску

Для запобігання конденсації водяних парів, що містяться у продуктах згоряння палива, на трубах нагрівальних поверхонь котла і зменшення інтенсивності зовнішньої корозії труб необхідно забезпечити температуру води на вході в котли вищою за температуру точки роси димових газів. Мінімально припустима

температура води на вході в котли рекомендована такою: при спалюванні природного газу - не нижче 60 °С, при роботі на мазуті з низьким вмістом сірки - не нижче 70 °С, на мазуті з високим вмістом сірки - не нижче 110 °С. Для цього в трубопровід за сітьовим насосом додають необхідну кількість нагрітої в котлах води. Лінію, яка з'єднує подавальний і зворотній трубопроводи і здійснює підвищення температури води перед котлом називають рециркуляційною. Подавання води здійснюється рециркуляційним насосом 3.

Сира вода, що надходить до котельні, містить різні речовини: органічні й мінеральні домішки, сполуки кальцію і магнію, окисли металів, гази (кисень, діоксид вуглецю), тощо. Наявність у воді солей кальцію і магнію, які головним чином обумовлюють жорсткість води, призводить при нагріванні води до утворення на стінках труб котлоагрегата шару накипу. Утворення накипу на поверхнях нагрівання пояснюється електростатичними процесами взаємодії між протилежно зарядженими частинками солей і металевої стінки. Відкладення, що утворюються, характеризуються малою величиною коефіцієнта теплопровідності і обумовлюють зростання термічного опору теплопередачі. Це веде до зниження теплової продуктивності і виходу теплообмінних поверхонь з ладу. Наявність у воді газів обумовлює більш інтенсивне протікання процесів внутрішньої корозії труб котлоагрегатів.

Для усунення цих недоліків у котельнях здійснюють комплекс спеціальних заходів, які називають підготовкою води. Процес підготовки сирової води можна поділити на етапи: освітлення або видалення механічної та органічної зависі; пом'якшення або видалення солей жорсткості; деаерація або видалення розчинених у воді газів.

Котельні обладнують котлами, що призначені для спалювання газу і мазуту (маркування КВ-ГМ) і твердого палива. Для роботи на твердому паливі розроблені конструкції водогрійних котлів з шаровим спалювання (котли типу КВ-ТС) і з камерними топками (котли типу КВ-ТК). Характеристики деяких котлів наведені в табл. 1.4, 1.5.

Особливості вироблення теплової енергії на ТЕЦ

Теплоелектроцентралі так само, як і конденсаційні електростанції (КЕС), відносяться до теплових електростанцій. Але на відміну від циклу КЕС, призначенням якого є генерація лише електричної енергії, в циклі теплоелектроцентралі відбувається вироблення як електричної, так і теплової енергії. Через те, що призначенням циклів ТЕЦ не є отримання максимально можливої кількості електроенергії при спалюванні одиниці палива, не треба забезпечувати мінімальні параметри водяної пари на виході з турбіни. Кінцеві параметри у циклах ТЕЦ повинні бути такими, щоб забезпечити нагрів теплоносія, що подається до теплових мереж, до температури, достатньої для забезпечення потреб теплопостачання.

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики газомазутних водогрійних котлів

Показник	Марка котла			
	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-50
Теплова продуктивність, Гкал/год (МВт)	4 (4,64)	10 (11,6)	20 (23,2)	50 (58)
Витрати води, т/год	49,5	123,5	247	618
Витрати палива:				
- газу, м ³ /год	515	1260	2520	6260
- мазуту, кг/год	500	1220	2450	5750
Температура відхідних газів, °С, при роботі				
- на газі	150	185	190	140
- на мазуті	245	230	242	180
ККД при номінальному навантаженні				
- на газі	90,5	91,9	91,9	92,5
- на мазуті	86,35	88,4	88,0	91,1

Таблиця 1.5 – Технічні характеристики водогрійних котлів з шаровим спалюванням твердого палива

Показник	Марка котла			
	КВ-ТС-4	КВ-ТС-6,5	КВ-ТС-10	КВ-ТС-20
Теплова продуктивність, Гкал/год (МВт)	4(4,64)	6,5(7,54)	10(11,6)	20(23,2)
Витрати палива, кг/рік	875	1420	2160	4320
Температура відхідних газів, °С	225	225	220	230
ККД при номінальному навантаженні	81,9	82,2	80,9	80,66

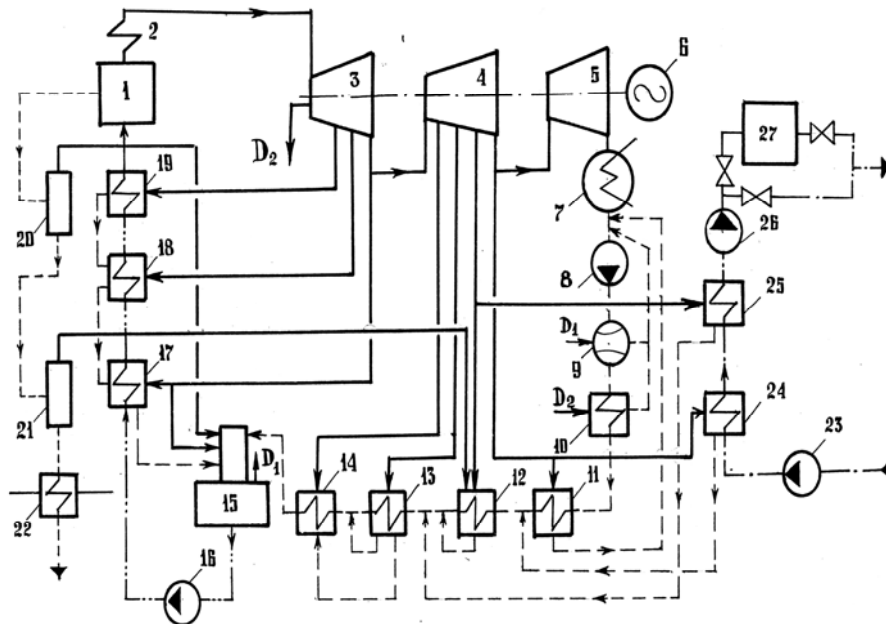


Рис. 1.3 – Принципова теплова схема ТЕЦ:

- 1 – парогенератор; 2 – пароперегрівник; 3, 4, 5 – парова турбіна: 3 – частина високого тиску, 4 – частина середнього тиску, 5 – частина низького тиску; 6 – електрогенератор; 7 – конденсатор; 8 – конденсатний насос; 9 – охолоджувач ежекторної пари; 10 – підігрівник; 11-14 – підігрівники низького тиску; 15 – деаератор; 16 – живильний насос; 17-19 – підігрівники високого тиску; 20, 21 – розширники безперервної продувки; 22 – теплообмінний апарат; 23, 26 – сітьові насоси; 24, 25 – сітьові підігрівники; 27 – піковий водогрійний котел

Завдяки комбінованому виробництву на ТЕЦ теплоти і електроенергії (теплофікації) зникає потреба в спорудженні окремої котельні у споживачів теплоти і заощаджується відповідна кількість палива.

Крім вказаних переваг, у порівнянні з централізованим теплопостачанням від котелень, теплофікація має такі: можливість широкого використання низькосортного палива; поліпшення санітарних умов і чистоти повітряного басейна міст і промислових районів завдяки концентрації спалювання палива у невеликій кількості пунктів, розміщених, як правило, на значній відстані від житлових кварталів; більш раціональне використання методів очищення димових газів від шкідливих домішок.

Принципова теплова схема ТЕЦ подана на рис. 1.3. Процеси нагріву води до температури кипіння, випаровування, перегріву насиченої пари відбуваються в парогенераторі 1 при спалюванні в топці котла відповідної кількості палива. Перегріта водяна пара з потрібними параметрами надходить до парової турбіни, яка складається з ступенів високого 3, середнього 4, низького 5 тиску. Відпрацьована пара після ступеня низького тиску надходить в конденсатор 7. Конденсат, що утворюється після відведення від пари теплоти, за допомогою конденсатного насоса 8 прокачують через тракт низького тиску, який складається з групи підігрівників низького тиску (11, 12, 13, 14), сальникового підігрівника 10 і охолоджувача ежекторної пари 9. Підігрівники низького тиску обігріваються парою з відборів турбіни. Сальниковий підігрівник призначений для утилізації теплоти низькопотенційних витоків D_2 , через лабіринтові ущільнення турбіни. Утилізація теплоти пари, необхідної для роботи ежекторів, відбувається в спеціальному теплообміннику - охолоджувачі 9. Призначення ежекторів в тепловій схемі ТЕЦ - створення необхідного розрідження в конденсаторі в момент запуску турбіни.

Потоки, що змішуються в деаераторі 15, утворюють живильну воду, яка живильним насосом 16 через підігрівники високого тиску 17, 18, 19 подається на вхід парогенератору.

Для утилізації теплоти продувочної води в поданій схемі використана двохступінчаста установка, до складу якої входять розширники безперервної продувки 20, 21, теплообмінний апарат 22, призначений для підігріву додаткової води. Воду з лінії продувки після її охолодження в теплообміннику 22 відводять в каналізацію. Відпуск теплоти для потреб опалення, вентиляції, гарячого водопостачання до водяних теплових мереж відбувається через сітьові підігрівники 25, 26. При низьких температурах зовнішнього повітря догрів води можна здійснювати також в піковому водогрійному котлі 27. Необхідний напір води в теплових мережах створюється сітьовими насосами 23, 26.

Загальний вигляд сітьового підігрівника поданий на рис. 1.4. Сітьова вода підводиться і відводиться через водяну камеру 1. Для забезпечення багато ходовості по воді верхня камера розділена перегородками. Кількість ходів води може бути тільки

парною. Вода, що нагрівається, рухається всередині трубок, які розвальцьовані у нижній трубній дошці 5. Гріючу пару подають у верхню частину корпусу, рух пари у трубній системі спрямовується спеціальними перегородками 4. Охолоджуючись на зовнішній поверхні трубок, пара конденсується і стікає у нижню частину корпусу апарату і через штуцер відводиться з нього. Загальні характеристики деяких типів підігрівників наведені в табл. 1.6.

Обладнання автономних джерел теплопостачання.

Поряд з подальшим удосконаленням систем централізованого теплопостачання, яке має низку переваг у порівнянні з виробленням теплоти котельними малої та середньої потужності, в останній час спостерігається тенденція розвитку де централізованого теплопостачання у вигляді улаштування індивідуальних місцевих котелень, які розміщують поблизу, або безпосередньо у будинках. Такі котельні працюють переважно на газовому паливі. Вони характеризуються високим ступенем автоматизації, який забезпечує значення коефіцієнтів корисної дії на рівні 90%, і розраховані на різну теплову продуктивність для систем опалення і гарячого водопостачання житлових та громадських будинків.

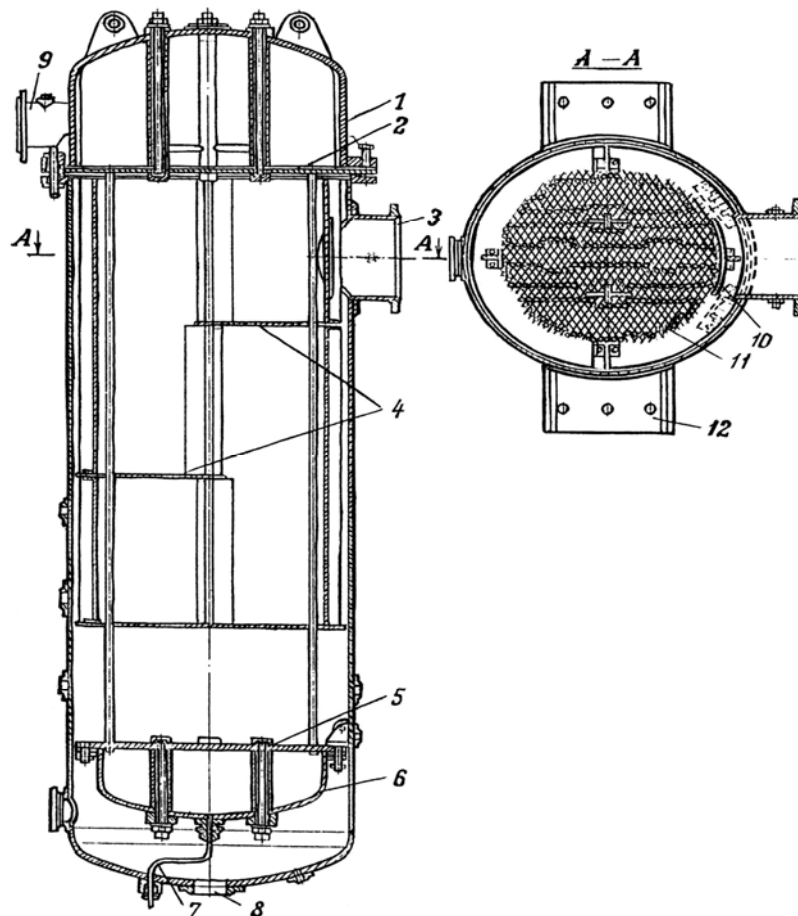


Рис. 1.4 – Підігрівник сітьової води:

1 – верхня водяна камера; 2 – верхня водяна дошка; 3 – вхід гріючої пари; 4 – перегородки у паровому просторі; 5 – нижня трубна дошка; 6 – нижня водяна камера; 8 – злив конденсату гріючої пари; 9 – патрубки сітьової води; 11 – трубний пучок; 12 – опорні плити

Таблиця 1.6 – Вертикальні підігрівники сітьової води

Марка підігрівника	Площа поверхні нагріву, м ²	Розрахункові параметри						Теплова продуктивність, МВт
		Абсол. тиск, МПа	Температура, °С	Витрати, т/год	Абсол. тиск, МПа	Температура вхід/вихід, °С	Витрати, т/год	
		Пари			Води			
Двоходові підігрівники								
ПСВ-45-7-15	45	0,25	126,8	14	1,6	70/110	180	8,37
		0,8	169,6	19	1,6	100/150	180	10,47
ПСВ-90-7-15	90	0,25	126,8	27	1,6	70/110	350	16,28
		0,8	169,6	29	1,6	100/150	350	15,28
ПСВ-200-14-23	200	0,8	169,6	65	2,4	110/150	800	37,22
		1,5	197,4	86	2,4	130/180	800	46,52
ПСВ-315-14-23	315	0,8	169,6	92,6	2,4	110/150	1130	52,57
		1,5	197,4	97	2,4	150/180	1130	52,57
ПСВ-500-14-23	500	0,8	169,6	122,5	2,4	110/150	1500	58,78
		1,5	197,4	162	2,4	130/180	1500	87,22
Чотириходові підігрівники								
ПСВ-45-7-15	45	0,8	169,6	1,5	1,6	70/150	90	8,37
ПСВ-90-7-15	90	0,8	169,6	3,0	1,6	70/150	175	15,28
ПСВ-200-14-23	200	0,8	169,6	6,6	2,4	70/150	400	37,22
		1,5	197,4	5,15	2,4	120/180	400	27,91

Використання місцевих джерел для теплопостачання групи будинків, окремого будинку або його частини можливе у випадку значної віддаленості споживачів теплоти від теплових мереж централізованого теплопостачання, при високому ступеню зносу теплових мереж, або якщо теплова потужність джерела не була розрахована на перспективу і не може забезпечити певний рівень теплоспоживання. Висновок про доцільність того чи іншого варіанту теплопостачання повинен формуватися на підставі техніко-економічного аналізу для кожного конкретного випадку з урахуванням місцевих умов. При порівнянні варіантів необхідно забезпечити однакові економічні та енергетичні умови зіставлення, які полягають в наступному:

- повна взаємозамінність варіантів, тобто постачання споживачам теплової енергії однакової якості і в однаковій кількості;
- розгляд кожного з варіантів в оптимальних для нього умовах, тобто при оптимальних параметрах і режимах роботи обладнання ;
- визначення техніко-економічних показників при однаковому рівні цін.

Місцеві котельні можна встановлювати у прибудованому до споруди приміщенні або безпосередньо у межах будівлі, яку котельня забезпечую теплою. В останньому випадку теплова продуктивність котельні на газовому або рідкому паливі не повинна бути більшою 3МВт. Теплова потужність прибудованої до

споруди або розміщеної в окремому приміщенні котельні не обмежується. До приміщення, призначеному для монтажу газових котлів, висуваються наступні вимоги:

- висота стелі не нижче 2,5 м;
- площа не менше 4 м² на один котел;
- зовнішні двері завширшки не менше 80 см;
- вікно природного освітлення (на кожні 10м³ приміщення – 0,3м² площі вікна);
- отвір для надходження зовнішнього повітря, не менше 8см² на 1кВт номінальної потужності котла, або 30см² на 1кВт у випадку надходження повітря з приміщення;
- димохід (або димоходи при встановленні декількох котлів) повинен мати відповідну до потужності котла площу перерізу (див. табл. 1.7);
- кожний димохід повинен мати ревізійний отвір, розміщений нижче вхідного отвору димоходу не менше ніж на 25см;
- приміщення повинне мати канал вільної вентиляції у верхній частині приміщення; каналізаційний стік; джерело електроспоживання 220В,20А з окремим автоматом захисту мережі.

Таблиця 1.7 – Розміри димоходів

Потужність котла, кВт	24	30	40	55	80	100
Діаметр димоходу, мм	102	130	170	190	220	230

В останній час знайшли використання домові опалювальні котельні. Як приклад обладнання домової опалювальної котельні на рис. 1.5 наведена схема компоновки вузлів так званої "дахової котельні", що працює на природному газі. Такі котельні встановлюють на покрівлі будинку і вони здійснюють в автоматичному режимі вироблення і відпуск теплоти на опалення і гаряче водопостачання цього будинку. Залежно від сумарної потреби в теплоті і конструкції будівлі можна передбачити влаштування однієї чи декількох дахових котелень. В цьому випадку котельні працюють автономно і кожна з них автоматично здійснює теплопостачання частини будівлі.

Теплова продуктивність котельні формується теплогенеруючими модулями 4, в яких здійснюється спалювання природного газу і нагрів теплоносія (води). Продуктивність одного модуля системи "ФЕГ-ВЕСТАЛ" складає 120 кВт. Для приготування гарячої води для господарсько-побутових потреб в схемі котельні передбачений спеціальний модуль 2, який забезпечує нагрів 240 л/хв. води до 55 °С.

Конструкція блока нагріву гарячої води для господарсько-побутових потреб передбачає можливість приєднання циркуляційного трубопроводу гарячого водопостачання для здійснення примусової циркуляції гарячої води при незначному водорозборі або при його відсутності. Для обліку споживання гарячої води котельня обладнується витратоміром.

Крім того, до складу котельні входять модуль-регулятор системи опалення 3, комплект позамодульних пристроїв 4. Для зниження жорсткості води передбачена іонообмінна автоматична установка для пом'якшення води 5. Розширення нагрітої сітьової води і підтримання заданого тиску в системі здійснюються в компенсаторі 7 об'ємом 400 л.

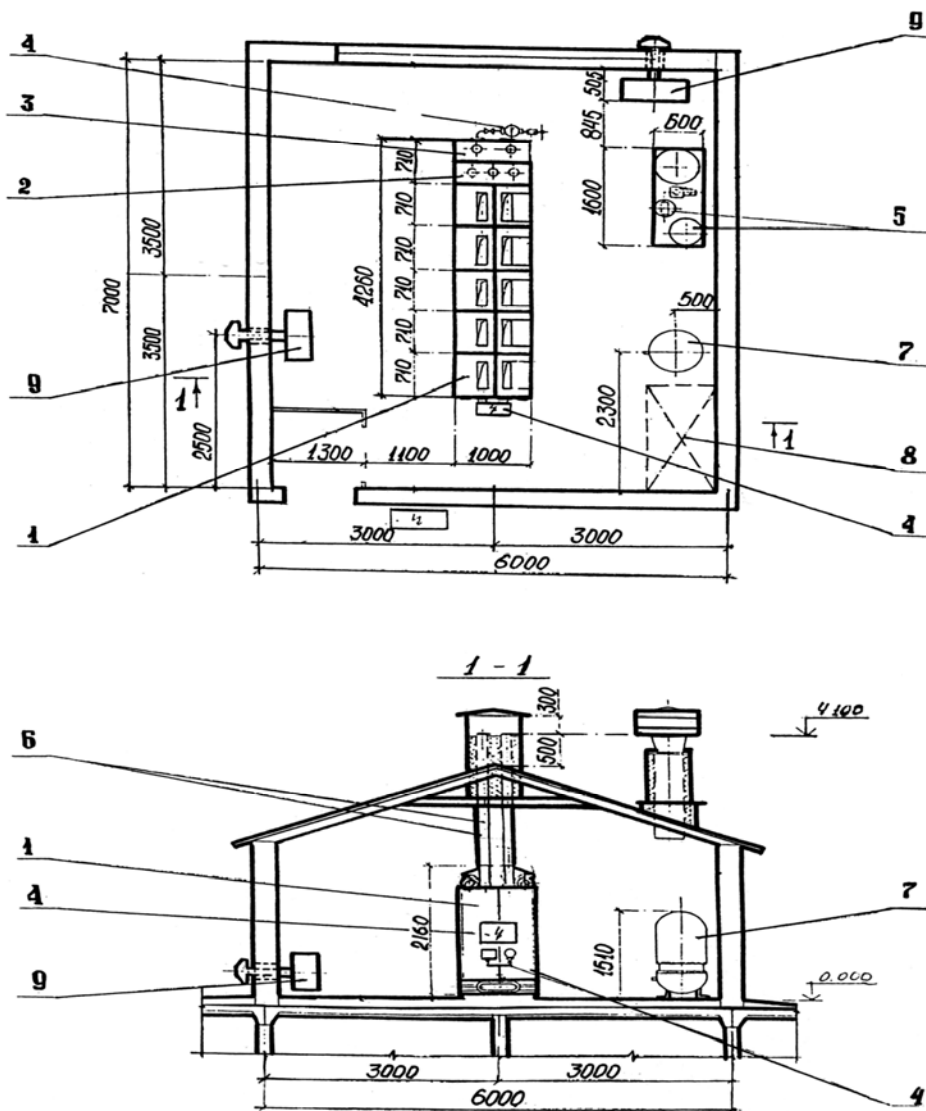


Рис. 1.5 – Компоновка вузлів дахової домашньої котельні:

1 – теплогенеруючий модуль; 2 – модуль гарячого водопостачання; 3 – модуль-регулятор системи опалення; 4 – комплект позамодульних пристроїв; 5- установка для пом'якшення води; 6 – газоходи; 7 – компенсатор; 8 – місце встановлення газового лічильника; 9 – газовий конвектор

Газопостачання котельні виконується від існуючих газопроводів. Для зниження тиску від середнього до 0,0035 МПа на стінці будинку встановлюють шафову установку ШП-2 з регулятором тиску РД-50. Облік споживання газу відбувається лічильником (місце встановлення газового лічильника показане на рис. 1.5. позицією 8).

Обладнання котельні працює в автоматичному режимі і забезпечує нагрів теплоносія для системи опалення до 90°C (при температурі в зворотному трубо-

проводі системи опалення 70°C). Регулювання відпуску теплоти на опалення - якісне, центральне, за температурою зовнішнього повітря.

Дахова котельня обладнується припливно-витяжною вентиляцією з вільним рухом повітря. Постійно діючий повітрообмін забезпечує асиміляцію теплових надходжень від обладнання. Величина повітрообміну приміщення котельні прийнята триразовою без урахування надходжень повітря на спалювання газу. Температура повітря в котельні в холодний період року автоматично підтримується на рівні +5°C газовими конвекторами 9. Видалення продуктів спалювання газу відбувається через газоходи 10.

Таблиця 1.8 – Техніко-економічні показники дахової котельні

Показник	Позначення, од. виміру	Величина
1	2	3
Розрахункова продуктивність котельні (витрати теплоти для потреб теплопостачання будівлі)	Q_P , кВт	705
Встановлена теплова продуктивність	Q_{BCT} , кВт	720
Кількість теплогенеруючих модулів	n , шт.	6
Витрати газу	B_0 , м ³ /рік	86,4
Річний відпуск теплоти	$Q_{ВД}$, ГДж/рік	5217
Річна кількість годин використання встановленої потужності		
- 6 модулів	годин	4536
- 3 модулі	годин	4224
Річні витрати палива	млн.м ³	0,1625
Температура відхідних газів	t від, °C	169
Теоретичний об'єм повітря для процесу спалювання палива	V_0^B , м ³ /м ³	9,96
Теоретичний об'єм димових газів	$V_0^Г$, м ³ /м ³	11,16
Викиди в атмосферу	г/с	
- NO		0,081164
- NO_2		0,0131189
- CO		0,071
- бенз(а)пірену		0,00067

При недостатньому для гарячого водопостачання тиску води в квартальній системі холодного водопостачання в будинку розміщують підвищуючу насосну установку, до складу якої входять малOSHUMні насоси. Потрібний напір води на виході з насосів визначають з урахуванням всіх втрат тиску води в системі подавальних і циркуляційних трубопроводів, втрат тиску в теплообміннику модуля котельні для

приготування гарячої води і наявного напору води в мікрорайонній мережі холодного водопостачання. Характеристики процесу спалювання газу і техніко-економічні показники роботи котельні продуктивністю 720 кВт наведені в табл. 1.8.

Котли малої потужності використовують для теплопостачання невеликих будівель або окремих приміщень. На рис. 1.6 схематично показаний опалювальний водогрійний котел КГП-25, призначений для систем водяного опалення приміщень до 200 м². Маючи невеликі габарити (645x435x1200мм) котел характеризується номінальною тепловою потужністю 25 кВт. Коефіцієнт корисної дії 85 %, робочий тиск 0,15 кПа. Особливість даного котлоагрегата полягає в тому, що як конвективна поверхня нагріву використовується пакет зварених гофрованих пластин з нержавіючої сталі, що сприяє підвищенню рівня теплообміну в котлі, а також підвищує експлуатаційні показники агрегату. Топковий об'єм і конвективна поверхня котла мають систему водяного охолодження. Котел використовує природний газ і обладнаний газовими пальниками з автоматикою АПОК-1.

Електричні водогрійні котли, в яких нагрів здійснюється електроенергією, виготовляють тепловою продуктивністю до 1,16 МВт.

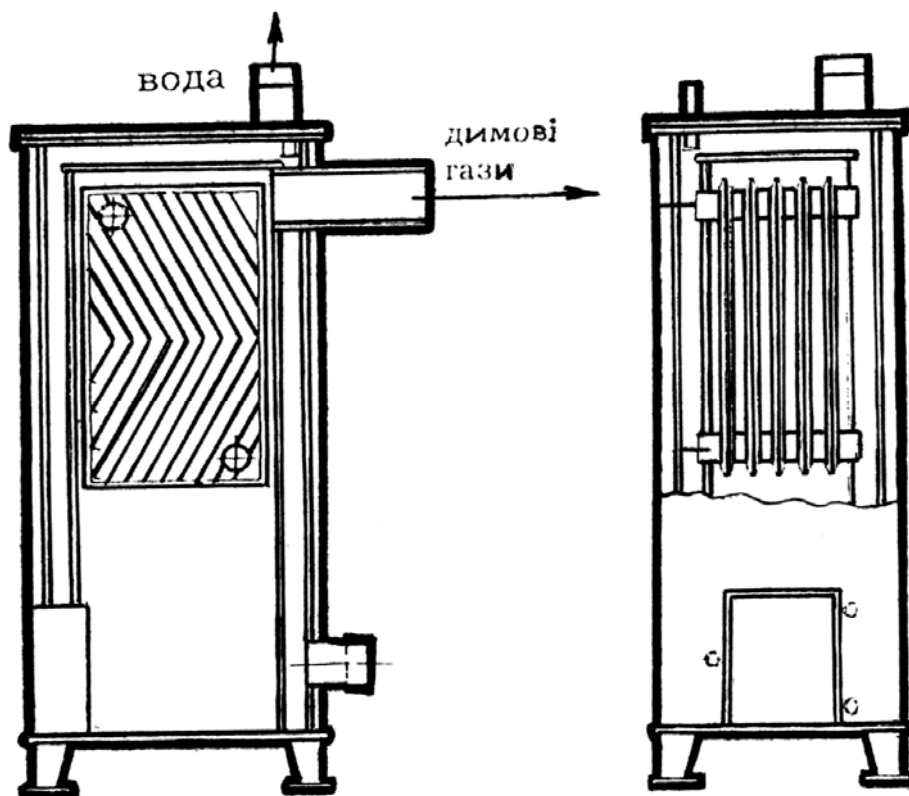


Рис. 1.6 – Опалювальний водогрійний котел КГП-25

Характеристика деяких вітчизняних газових водогрійних котлів для опалення і гарячого водопостачання будинків подана у табл. 1.9 - 1.11. Котли марок КБН-Гн-3,15М, КВас-Гн-0,8(0,4) розроблені для використання газового палива, мають блочну конструкцію і можуть бути використані для експлуатації у складі стаціонарних і мобільних котельень. Котли комплектуються газовими пальни-

ками, вентилятором, автоматикою регулювання та безпеки. Монтаж котлів не потребує улаштування спеціального фундаменту. Котли мають коефіцієнт корисної дії більше 90%.

Побутові водогрійні котли «Рубин» (виробник ЗАТ «Інститут Укроргстанкинпром») призначені для опалення житлових будинків площею до 500 м². Котли обладнані високоефективним атмосферним безшумним пальником фірми «Polidoro» або «Brau» з п'єзOMETричним запалюванням газу. Номінальний тиск газу 0,013 кг/см². Надійність, безпека і економічність роботи забезпечується газовою автоматикою «Honeywell». Температура відхідних газів не перевищує 90⁰С.

Конструкція котлів передбачає вільну циркуляцію опалювальної води. Котли виготовляють з контуром гарячого водопостачання або без нього. Технічні характеристики агрегату і основні розміри подано у табл.1.10.

Таблиця 1.9 – Основні характеристики газових водогрійних котлів.

Показник	Од. виміру	Марка кола		
		КБН-Гн-3,15М	КВас-0,8	КВас-0,4
Номінальна теплова продуктивність	МВт	3,15	0,8	0,4
Витрата палива (природний газ ГОСТ 5542-78)	м ³ /год	350	95	48
Коефіцієнт корисної дії	%	91	91	91,5
Максимальний робочий тиск води	МПа	1,2	0,6	0,6
Максимальна температура води на виході з котла	°С	115	95	95
Температура зворотної води перед котлом	°С	70	60	60
Температура відхідних газів не більше	°С	160	160	160
Максимальний тиск газу перед автоматикою	кПа	3,0	1,27	1,2
Маса котла	кг	5500	1200	570

Таблиця 1.10 – Технічні характеристики котлів марки „Газ-900”

Найменування			
1	2	3	4
Площа поверхні нагріву, м ²	23,2	31,52	39,84
Теплова продуктивність, МВт	0,79	1,08	1,37
Коефіцієнт корисної дії, %	92	92	92
Кількість секцій, шт.	12	16	20
Габаритні розміри, мм			
- довжина	3380	3820	4260
- висота	1550	1550	1550
- ширина	1275	1275	1275
Маса металевих частин (без автоматики), Т	2,595	3,235	3,875

Таблиця 1.11 – Технічні характеристики побутових газових котлів «Рубин»

Показник	Модель					
	8	10	16	20	32	50
Номінальна теплова продуктивність, кВт	8	10	16	20	32	50
Коефіцієнт корисної дії, %	95					
Витрата газу при номінальній продуктивності, м ³ /год	0,9	1,12	1,8	2,24	3,52	6,05
Об'єм котлової води, л	36	49	62	77	103	180
Маса котла, кг	80	84	97	121	186	298
Розміри, мм:						
- А	400	400	450	450	520	650
- В	851	851	1000	1000	1000	1000
- L1	596	596	670	670	760	910
- L	470	470	520	520	590	720
- D	100	100	125	125	140	155

Для опалення невеликих (до 200 м²) будинків при використанні таких видів палива, як торф, дерев'яна тріска тощо розроблені водогрійні котли марок КРГ (виробник ЗАТ «Житомирремхарчомаш»). Агрегати обладнані механічною топкою, системами подачі палива й повітря, димососом а також необхідними приладами контролю. Котли цих марок забезпечують нагрівання води до 95⁰С і мають теплову продуктивність від 40 до 800 кВт. Витрата палива, наприклад, такого як торф при цьому відповідно від 10,48 до 418 кг/год. Температура відхідних газів і коефіцієнт корисної дії залежать від типорозміру котла, виду палива і змінюється у межах відповідно 160-200⁰С й 75-82%.

Призначені для теплозабезпечення багатоквартирних будинків, громадських будівель та інших великих споруд водогрійні котли Turbomat-RN фірми «Viessmann» можуть використовувати рідке й газове паливо. Конструкція цих котлів характеризується горизонтальною компоновкою циліндричного корпусу і трьома газоходами для руху продуктів згорання палива. Використання теплоти відхідних газів за допомогою спеціального газо-водяного теплообмінного апарату і малі витрати теплоти завдяки застосуванню ефективної теплоізоляції товщиною 120 мм та водяного охолодження передньої стінки забезпечують величину нормативного коефіцієнта корисної дії до 95%. Котли марки Turbomat-Duplex-RN призначені для нагрівання води до температури 120⁰С. Котли мають номінальну теплову потужність від 1,86 до 5,9 МВт. Нагрівання води до температури більше 120⁰С здійснюють котли марки Turbomat-RN-HW, номінальна теплова продуктивність яких знаходиться в інтервалі 0,375-14 МВт. Основні характеристики деяких котлів наведені в табл. 1.12.

Для теплопостачання невеликих будинків і окремих приміщень пропонується широкий асортимент котельної техніки малої потужності для роботи на рідкому та

газовому паливі. Такі котли можуть мати вмонтовані теплообмінні апарати для гарячого водопостачання або комплектуватися з зовнішнім підігрівачем гарячої води.

Таблиця 1.12 – Характеристики водогрійних котлів Turbomat-RN-HW

Номинальна теплова потужність, МВт	0,375	0,490	0,655	0,785	0,980	1,31	1,57	1,96
Габаритні розміри								
-довжина, мм	2505	2685	2970	3020	3235	3485	3685	3835
-ширина, мм	1475	1525	1600	1700	1825	2000	2075	2200
-висота, мм	1775	1825	1900	2000	2125	2300	2375	2500
Загальна вага котла з теплоізоляцією для припустимого достатнього робочого тиску, кг								
-0,65 МПа	1450	1750	2100	2500	3050	4000	4600	5400
-0,8 МПа	1650	2000	2350	2700	3450	4550	5200	6150
-1,0 МПа	1710	2040	2470	2930	3590	4690	5380	6350
-1,3 МПа	1850	2200	2650	3150	3850	5050	5800	6850
-1,6 МПа	1970	2350	2840	3370	4130	5390	6190	7310
Об'єм котлової води, л	1680	1925	2410	2850	3600	4740	5440	6390

Чавунні опалювальні котли Logano G115, Logano G215 (фірма «Бодерус») на дизельному паливі мають номінальну теплову продуктивність від 17 до 85 кВт, що дозволяє використовувати їх для опалення будинків і окремих приміщень різного призначення, і високу ефективність процесу спалювання палива (ККД становить 96%). Для нагрівання води для потреб гарячого водопостачання котли можуть бути укомплектовані або вмонтовані у єдиний з корпусом котла блок водопідігрівачем Logalux LT, або баками-водопідігрівачами Logalux ST, які встановлюють окремо. Баки виготовляють ємністю 150, 200 або 300л і оздоблюють гладкотрубними теплообмінниками.

Технічні характеристики котлів марки Logano G115 у двох модифікаціях і котлів Logano G215 наведені у табл. 1.13.

Водогрійні котли фірми Viessmann призначені для роботи як на рідкому так і на газовому паливі. Котли для рідкого палива марки “Vitola 100” характеризуються тепловою продуктивністю до 63 кВт і сконструйовані за модульним принципом. Нормативний коефіцієнт корисної дії з урахуванням середньорічного температурного циклу становить 93%. Основні параметри котлів наведені у табл. 1.14.

Компактні водогрійні котли марок “Vitola 111”, “Vitola 222” мають вмонтований ємкий водопідігрівач з нержавіючої сталі, який дозволяє приготувати, акумулювати і відпускати гарячу воду для гарячого водопостачання. Оптимальна конфігурація камери згорання, що обумовлює повноту згорання паливної суміші, і високоефективна теплоізоляція котла і ємкого водопідігрівача забезпечують нормативний ККД для котлів марки 111 – 93%, для котлів марки 222 – 95%. Котли встановлюють на підлозі, займають площу 0,95м². Параметри котлів подані у табл. 1.15.

Таблиця 1.13 – Технічні характеристики опалювальних котлів на дизельному паливі Logano G115

Номинальна теплова потужність, кВт	17	21	28	34
Габаритні розміри, мм				
- довжина	780	780	900	1020
- ширина	600	600	600	600
- висота	960	960	960	960
Габаритні розміри котла з вмонтованим під ним баком-водопідігрівачем Logalux LT (у дужках наведена ємкість бака, л)				
- довжина (135)	922	922	-	-
- довжина (160)	922	922	922	-
- довжина (200)	1077	1077	1077	1077
- довжина (300)	1467	1467	1467	1467
- ширина	655	655	655	655
- висота	1610	1610	1610	1610

Logano G215

Номинальна теплова потужність, кВт	40	47	58	70	85
Загальна довжина, мм	667	787	907	1027	1147
Ширина, мм	600	600	600	600	600
Висота, мм	1130	1130	1130	1130	1130
Вага, кг	182	227	272	317	362

Таблиця 1.14 – Технічні характеристики водогрійних котлів для рідкого палива “Vitola 100”

Номинальна теплова продуктивність, кВт	15	18	22	33	40	50	63
Габаритні розміри, мм							
- довжина	1033	1112	1178	1340	1350	1489	1603
- ширина	640	640	667	700	776	804	804
- висота	830	830	850	865	940	975	975
Вага, кг	161	170	197	247	300	373	407
Об’єм теплової води, л	61	70	88	118	140	199	223

Таблиця 1.15 – Технічні характеристики водогрійних котлів з вмонтованим ємким водопідігрівачем

Номинальна теплова продуктивність, кВт	15	18	18	22	22	27	27
Ємкість водопідігрівача, л	130	130	165	130	165	130	165
Габаритні розміри, мм							
- довжина	1133	1112	1112	1178	1178	1276	1276
- ширина	667	667	667	667	667	700	700
- висота	1750	1750	1750	1770	1770	1790	1790
Вага, кг							
- марка 111	271	281	289	308	316	342	350
- марка 222	268	282	290	308	316	342	352

Водогрійні котли фірми Viessmann для опалювання газового палива мають маркування Vitogas. Теплообмінні поверхні котлів Vitogas 100 виготовляють із сірого чавуну. Компактність котлів дозволяє встановлювати їх як у котельні, так і у підсобних приміщеннях. Нормативний ККД знаходиться в межах 92%. Теплова потужність і розміри котлів наведені у табл. 1.16.

Таблиця 1.16 – Основні технічні дані водогрійних низькотемпературних котлів для роботи на газовому паливі

Номинальна теплова потужність, кВт	11	15	18	22	29	35	42	48
Габаритні розміри, мм:								
- довжина	844	844	844	844	844	864	864	864
- ширина	500	500	650	650	650	840	840	840
- висота	845	845	845	845	845	845	845	845
Номинальна теплова потужність, кВт	60	72	84	96	108	120	132	144
Габаритні розміри, мм								
- довжина	864	1040	1040	1090	1090	1090	1090	1090
- ширина	1110	1110	1120	1220	1330	1430	1540	1640
- висота	845	1088	1088	1088	1088	1088	1088	1088

Спеціальна конструкція теплообмінної поверхні конденсатного котла Vitogrossal 300 забезпечує глибоке використання теплоти продуктів згорання, що дозволяє суттєво знизити витрату палива й рівень шкідливих виділень. Котел має вертикальну компоновку, що полегшує стікання плівки конденсату. Номинальна теплова потужність знаходиться у межах від 8,4 до 65 кВт.

Настінні чавунні водогрійні котли PROTHERM (Чехія, Словаччина) призначені для роботи на природному газі й пропані (тиск на вході 1.8 кПа); можуть мати електронне або п'єзометричне запалювання газу. Переривач тяги оптимізує умови процесу спалювання і підтримує необхідну тягу димоходу. Котел оздоблений термостатом, який здійснює пуск циркуляційного насоса тільки після достатнього рівня нагріву води в котловому просторі. Котел можна використовувати разом з зовнішнім нагрівачем гарячої води для побутових потреб. Система управління передбачає декілька режимів роботи: в літньому режимі котел виробляє теплоту для теплообмінника гарячого водопостачання, в зимовому режимі – також необхідну для опалення кількість теплової енергії. Продукти спалювання газу можна відводити або у димохід, або у тих випадках, коли немає такої можливості, - через зовнішню стіну за допомогою вентиляторної надставки. Максимальні робочий тиск і температура води становлять відповідно 400 кПа і 90°C. Конструкція котла забезпечує коефіцієнт корисної дії при спалюванні природного газу 90-92%, пропану – 89-91%. Інші основні параметри котлів подані у табл. 1.17.

На відміну від розглянутої конструкції, котли PROTHERM-PANTHER дозволяють здійснювати гаряче водопостачання у режимі циркуляції. Завдяки встановленню пластинчастого теплообмінного апарату з нержавіючої сталі та циркуляційного насосу безперервно підтримується температура гарячої води у циркуляційному контурі на рівні 40°C.

Система управління дозволяє здійснювати надійну, повністю автоматичну роботу котла, причому температура нагріву води для системи опалення регулюється залежно від температури зовнішнього повітря. Зовнішній датчик постійно слідкує за погодними змінами, а регулятор на підставі попередньо заданих температурних графіків забезпечує тепловий режим приміщення. Для більш спрощеного обслуговування регулятора в його пам'яті є декілька попередньо заданих опалювальних графіків, один з яких може бути обраний споживачем. Котли розраховані на тиск природного газу 1.8кПа, пропану – 3.7кПа і відповідні витрати 2.7м³/год і 1.66кг/год. Максимальна робоча температура для системи опалення 85°C, ККД котла – 90%. Інші технічні характеристики котла наведені у табл. 1.18.

Таблиця 1.17 – Основні показники котлів PROTHERM

Показник	Марка				
	20	30	40	50	60
Теплова продуктивність, КВт					
- на природному газі	11,9-17	18,2-26	35	44,5	49,5
- на пропані	11,2-16	17,2-24,5	33	42,5	49,5
Витрата:					
- природного газу, м³/год	1,4-2	2,1-3	4	5,2	5,8
- пропану, кг/м³	1-1,6	1,4-2,4	3,2	4,1	5
Об'єм котлової води, л	9,1	11,6	14,1	16,6	19,1
Вага без води, кг	90	110	136	164	170
Габаритні розміри, мм					
- А	335	420	505	590	675
- В	137	180	222	265	350
- D	130	130	150	180	180

Таблиця 1.18 – Параметри газових водогрійних котлів PROTHERM-PANTHER

Показник	Од. виміру	Марка	
		24-KTV	24-KOV
Номінальна потужність			
- опалення	кВт	9-23	9-23
- нагрів гарячої води	кВт	9-23	9-23
Відведення продуктів згорання			
- засіб		турбо	У димохід
- діаметр димоходу	мм	100/60	135
- температура продуктів згорання	°C	120/128	120/128
Розміри: Висота/ширина/глибина	мм	740/410/320	
Вага без води	кг	35	

Як приклад, у табл. 1.19 подані основні технічні показники опалювального електричного котла PROTHERM – Скат, призначеного для роботи від мережі 220 В. Основними вузлами електродкотла є ємкість з нагрівальними елементами і патрубками для входу і виходу теплоносія, розширювальний бак, інтегрований гідравлічний блок, до складу якого входять насос, датчик тиску теплоносія та запобіжний клапан. Конструкція котла передбачає можливість з'єднання окремих агрегатів у каскад, що дозволяє формувати джерело більшої потужності.

Таблиця 1.19 – Технічні характеристики електродкотлів PROTHERM – Скат

Показник	Од. виміру	Значення
Потужність, що споживається	кВт	9;12;15;18;21;24
Робочий тиск: Максимальний/мінімальний	кПа	300/100
Максимальна температура опалення	°С	85
ККД	%	99,5
Об'єм розширювального бака	л	10
Розміри: Висота/ ширина/глибина	мм	745/410/240
Вага (без води)	кг	34

Широке застосування електричний нагрів знаходить для гарячого водо постачання квартир, окремих невеликих будинків, кафе тощо. Такі водопідігрівники складаються з бака, виготовленого з нержавіючої сталі теплових електронагрівальних елементів, теплової ізоляції і зовнішнього бака. Блок автоматики забезпечує заповнення ємкості водою і підтримання температури води на заданому рівні. Апарати мають вертикальну або горизонтальну компоновку. Водопідігрівники типу “Thermex” виготовляють у двох модифікаціях, які дозволяють як вертикальну, так і горизонтальну компоновку. Основні показники і габаритні розміри водопідігрівників “Thermex” наведено у табл. 1.20.

Таблиця 1.20 - Характеристики електричних водопідігрівників “Thermex”

Модифікація	Модель	Робоча ємкість, л	Розміри зовнішнього корпусу, мм		Потужність, Вт	Час нагріву
			Довжина	Діаметр		
Вертикальна	10P	10	410	335	1200	25 хв.
	15FP	16	455	315	2000	26 хв.
	30P	40	500	380	1200	1г. 45 хв.
	50P	47,5	510	440	1200	2г. 45хв
	80P	76,5	720	440	1200	3г. 30 хв.
	100P	100	945	440	1500	3г. 50 хв.
	150P	130	1125	440	1500	6 г. 30 хв.
	200FP	20	1215	565	2400	6 г. 30 хв.
	300FPB	300	1525	565	3000	7 год.
Горизонтальна	50PO	50	510	440	1200	2 год.
	80PO	76,5	720	440	1200	2 г.30 хв.
	100PO	100	945	440	1500	3 год.
	150PO	130	1125	440	1500	5 г. 30 хв.
	200PO	200	1215	565	2400	5 г. 30 хв.

1.4. Теплові пункти

Тепловим пунктом називають комплекс інженерного обладнання, що зв'язує теплові мережі із споживачами теплоти і призначений для приймання, приготування, розподілу, регулювання та обліку теплоносія.

Теплові пункти бувають індивідуальні (ІТП) і центральні (ЦТП). ІТП влаштовують безпосередньо в будівлі, де розміщені споживачі теплоти (системи опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та кондиціонування повітря). ЦТП розміщують в окремій будівлі для обслуговування групи будинків (мікрорайон, квартал). За характером роботи центральні теплові пункти можна поділити на такі групи:

- 1) для підготовки води з температурою не нижче 55 °С для системи гарячого водопостачання;
- 2) для підготовки теплоносія з температурою 95-105 °С для системи опалення;
- 3) для підготовки води і теплоносія і для системи гарячого водопостачання і для системи опалення.

Вибір схеми приєднання водопідігрівників гарячого водопостачання визначається співвідношенням величини максимальних теплових потоків на гаряче водопостачання і опалення:

$$\beta = \frac{Q_{h,\max}}{Q_{o,\max}}, \quad (1.9)$$

Одноступінчасті схеми приєднання наведені на рис. 1.7. Паралельну схему рекомендують застосовувати, якщо витрата теплоти на гаряче водопостачання значно перевищує витрату теплоти на опалення $\beta > 1.2$.

У тих випадках, коли навантаження на систему гарячого водопостачання незначне у порівнянні з тепловим навантаженням системи опалення ($\beta < 0.2$), застосовують передвключену систему приєднання.

Двуступінчасті схеми (рис. 1.8) впроваджують для використання при приготуванні гарячої води теплоти, що міститься в теплоносії зворотних трубопроводів системи опалення. Таке більш повне використання теплоти в місцевих системах забезпечує зниження потрібних витрат теплоносія і, отже, зменшення металоємкості зовнішніх теплових мереж.

При співвідношенні навантажень $0.3 < \beta < 0.6$ рекомендується до застосування двоступінчаста послідовна схема. При такому приєднанні до теплових мереж в теплообмінному апараті першого ступеня водопідігрівної установки холодна вода теплоносієм зі зворотного трубопроводу системи опалення підігрівається до температури 25-35 °С. Для догрівання цієї води до потрібної за нормативними матеріалами температури 55-60 °С використовується теплообмінний апарат другого ступеня. Гріючим середовищем на цьому ступені є теплоносії з подавального

трубопроводу теплових мереж. Охолоджена внаслідок теплопередачі сітьова вода надходить до системи опалення.

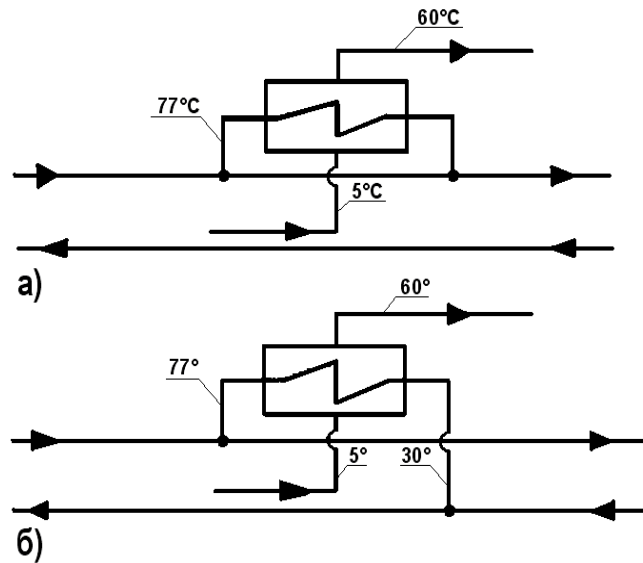


Рис. 1.7 – Одноступінчасті схеми приєднання водопідігрівників до закритих теплових мереж:
а- передвключена; б- паралельна

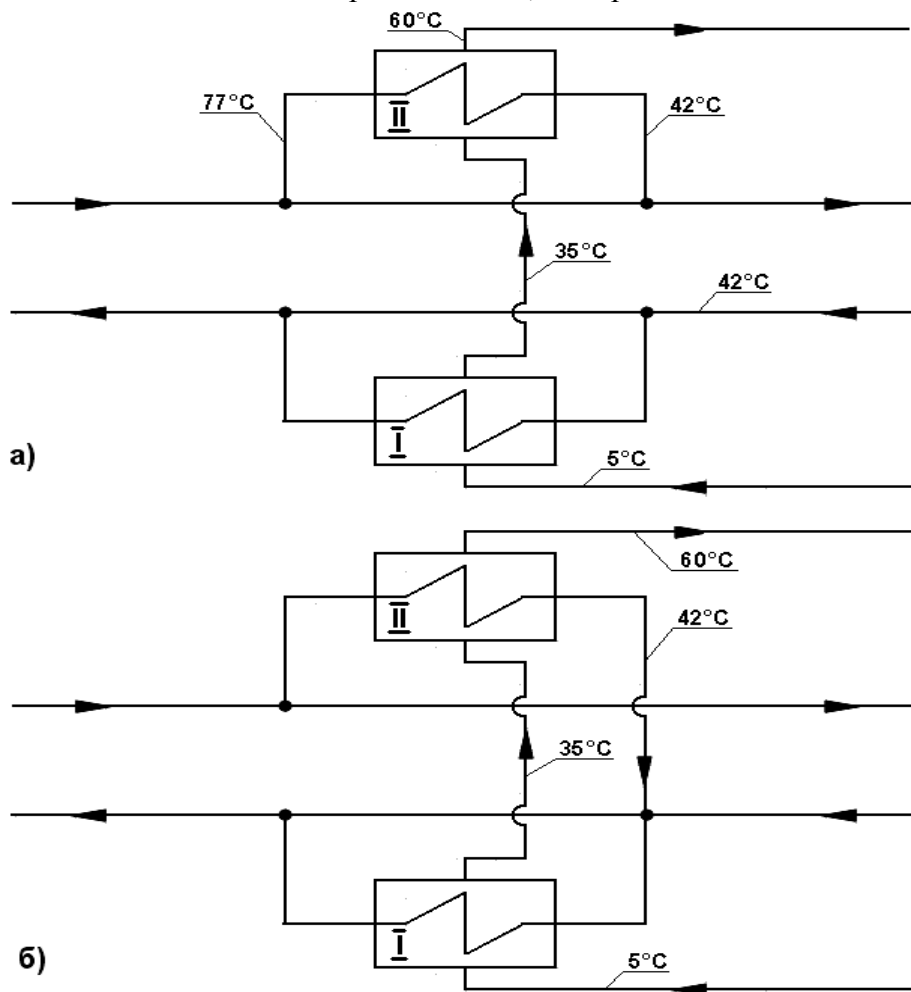


Рис. 1.8 – Двоступінчасті схеми приєднання водопідігрівників до закритих теплових мереж:
а- послідовна; б- змішана

При значеннях $0.6 < \beta < 1.2$ більш економічна двоступінчаста змішана схема. На відміну від попередньої, при такій схемі підігрівання холодної води на першому ступені відбувається водою з зворотного трубопроводу системи опалення, змішаною з сітровою водою, охолодженою на другому ступені водопідігрівної установки. Робота теплообмінників першого ступеня здійснюється, як правило, без регулювання і його теплове навантаження визначається витратою води, а також витратою і початковою температурою гріючої води. Теплову продуктивність другого ступеня регулюють за допомогою автоматичних регуляторів, що забезпечують температуру гарячої води на виході з водопідігрівної установки на потрібному рівні.

Найбільш широке розповсюдження знайшли ЦТП з двоступінчастим приєднанням водопідігрівників гарячого водопостачання (рис. 1.9)

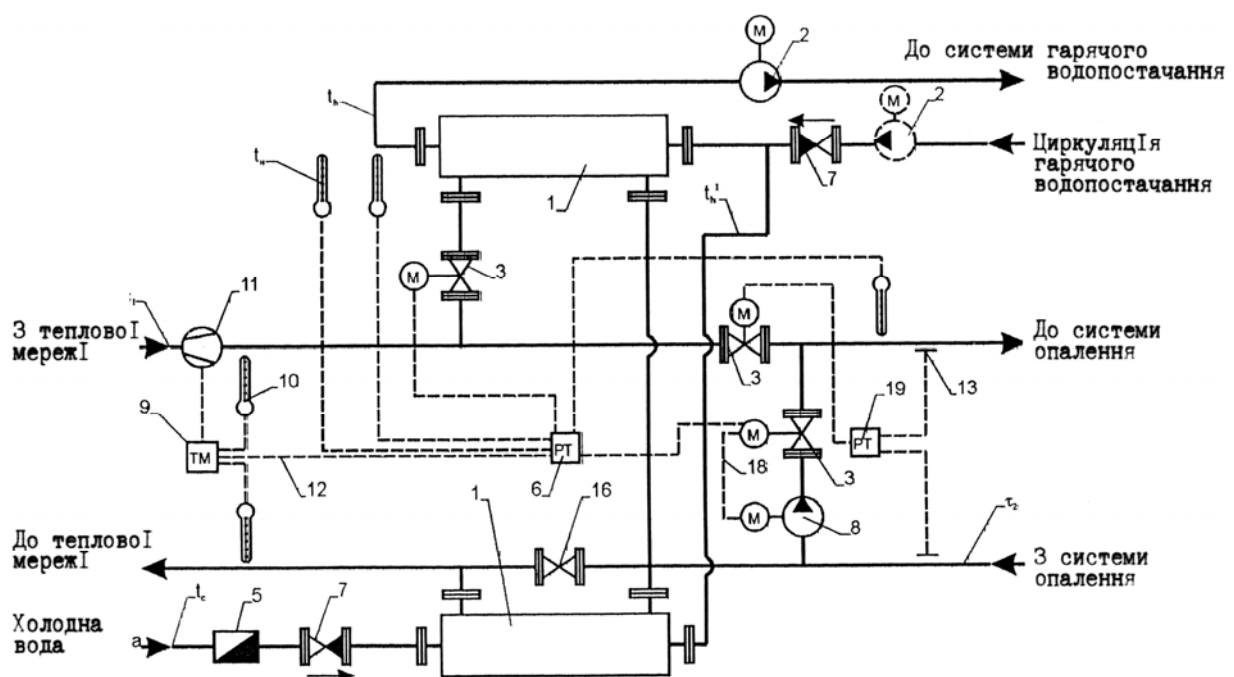


Рис. 1.9 – Принципова схема центрального теплового пункту з двоступінчастим приєднанням водопідігрівників гарячого водопостачання (ГВ):
 1 – підігрівник ГВ; 2 – циркуляційний насос ГВ; 3 – регулюючий клапан з електроприводом;
 4 – регулятор перепаду тиску; 5 – водомір холодної води; 6 – регулятор споживання теплоти на опалення, ГВ та обмеження максимальних витрат сітрової води на ввіді; 7 – зворотний клапан;
 8 – підмішувач; 9 – тепловий лічильник; 10 – датчик температури; 11 – датчик витрат води;
 12 – сигнал обмеження максимальних витрат води з теплової мережі; 13 – датчик тиску води у трубопроводі; 18 – сигнал вмикання насосів; 19 – регулятор перепаду тиску

Для автоматичного підтримання температури гарячої води на виході з водопідігрівної установки на встановленому рівні в схемах теплових пунктів (рис. 1.9) передбачене встановлення регуляторів температури. Такі регулятори бувають гідравлічними й електронними. Забезпечення необхідної температури гарячої води здійснюється зміною витрати гріючої води через теплообмінні апарати водопідігрівної установки.

Засоби автоматизації теплового пункту також підтримують постійний тиск у

зворотному трубопроводі опалювальної системи за допомогою регулятора тиску і на незмінному рівні витрату сітьової води для системи опалення за допомогою регулятора витрат.

Для обліку холодної води, що витрачається на потреби гарячого водопостачання, на тепловому пункті встановлюють лічильник холодної води, діаметр умовного проходу лічильника вибирають, виходячи із середньогодинних витрат води, які не повинні перевищувати експлуатаційні для даної марки пристрою.

Для обліку споживання теплової енергії на теплових пунктах встановлюють лічильники теплової енергії. Існує велика кількість модифікацій таких приладів, але незважаючи на конструктивні особливості, більшість сучасних лічильників теплової енергії складається з таких блоків:

- теплообчислювачів (інші назви - інтегратори, мікропроцесори, вимірювальні перетворювачі сигналів), що мають оригінальні технічні рішення на сучасній елементній базі й призначені для розрахунку згідно з відповідними алгоритмами обліку спожитої теплової енергії та інших параметрів, що характеризують технологічні процеси теплоспоживання;
- двох первинних перетворювачів сигналів для вимірювання температури теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах водяної системи опалення житлових і громадських будинків, під'їздів житлових будинків або окремих помешкань при горизонтальних двотрубних і горизонтальних однотрубних системах опалення;
- первинного перетворювача сигналів для вимірювання витрати теплоносія (його встановлюють, як правило, у зворотному трубопроводі);
- інші перетворювачі сигналів, які мають деякі модифікації лічильників.

Збір інформації від лічильників теплової енергії виконують за допомогою ручного пульта, адаптерів, модемного зв'язку з ПЕОМ на відстань до 1000м, адаптера друку тощо.

1.5. Приєднання споживачів теплової енергії до системи тепlopостачання

Приєднання місцевих водяних систем опалення здійснюють за залежними (рис. 1.10) або незалежною схемою. При залежних схемах гідравлічний режим теплоносія в місцевій системі визначається гідравлічним режимом теплоносія в тепловій мережі. Схему, наведену на рис. 1.10, а - без зниження температури на вводі, застосовують для систем опалення промислових будівель, пралень, спортзалів, басейнів, торговельних приміщень об'ємом понад 500 м³, а також для житлових, громадських будівель, якщо розрахункова температура в подавальному трубопроводі не перевищує 105 °С.

Зниження температури на вводі в систему опалення забезпечується змішуван-

ням потоків води з подавального трубопроводу теплової мережі та з зворотного трубопроводу системи опалення. При втратах тиску в місцевій системі до 0,15 МПа застосовується залежна схема з водоструминним елеватором (рис.1.10, б). Одним з недоліків водоструминних елеваторів є низький гідравлічний коефіцієнт корисної дії, що позначається на величині втрат тиску теплоносія. При недостатньому для роботи елеватора напорі в тепловій мережі або при втратах тиску в місцевій системі більше 0,15 МПа застосовують змішувальні насоси, які встановлюють на перемичку між подавальним і зворотнім трубопроводами системи опалення (рис. 1.10, в).

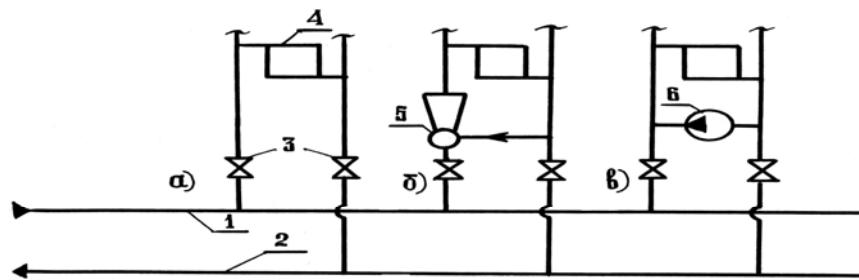


Рис. 1.10 – Залежне приєднання систем опалення до теплових мереж:
а – без зниження температури на вводі; б – зі зниженням температури сітрової води за допомогою водоструминного елеватора; в – зі зниженням температури за допомогою підмішуючого насоса; 1, 2 – подавальний і зворотний трубопроводи теплової мережі; 3 – засувка; 4 – опалювальний прилад; 5 – елеватор; 6 – підмішуючий насос

Незалежне приєднання (рис. 1.11) реалізується за допомогою теплообмінного апарату, в якому відбувається нагрів теплоносія для місцевої системи опалення до необхідної температури теплоносієм з теплової мережі. Потрібні параметри гідравлічного режиму (тиск, витрати) в місцевій системі забезпечуються спеціальними насосами.

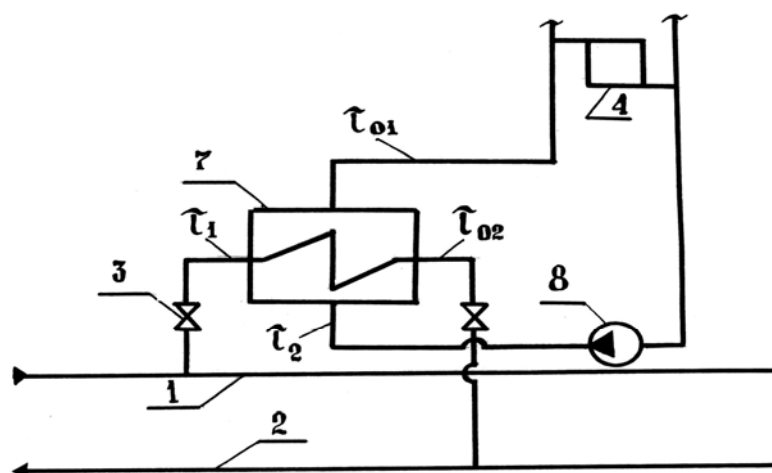


Рис. 1.11 – Незалежне приєднання систем опалення до теплових мереж:
4 – опалювальний прилад; 8 – циркуляційний насос опалення; інші позначення див. рис. 3.10

При відкритих схемах тепlopостачання місцеві системи гарячого водопостачання приєднують безпосередньо (рис. 1.12), при закритих – за незалежною схемою за допомогою теплообмінних апаратів (рис. 1.13)

При безпосередньому приєднанні систем гарячого водопостачання розподіл води буде верхнім, нижнім, тупиковим, із циркуляційними стояками. Циркуляційний стояк може бути один на один подавальний або один на декілька подавальних стояків.

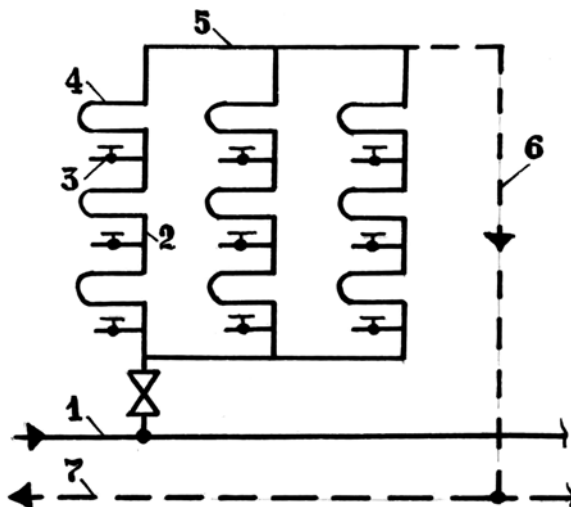


Рис. 1.12 – Схема секційного вузла:

1 – розподільчий трубопровід; 2 – водорозбірний подавальний стояк; 3 – кран гарячої води; 4 – рушникосушарка; 5 – циркуляційна перемичка; 6 – циркуляційний стояк; 7 – циркуляційна магістраль

На рис. 1.12 наведена найбільш поширена схема безпосереднього приєднання системи гарячого водопостачання з нижнім розподілом гарячої води і секційними вузлами до теплової мережі.

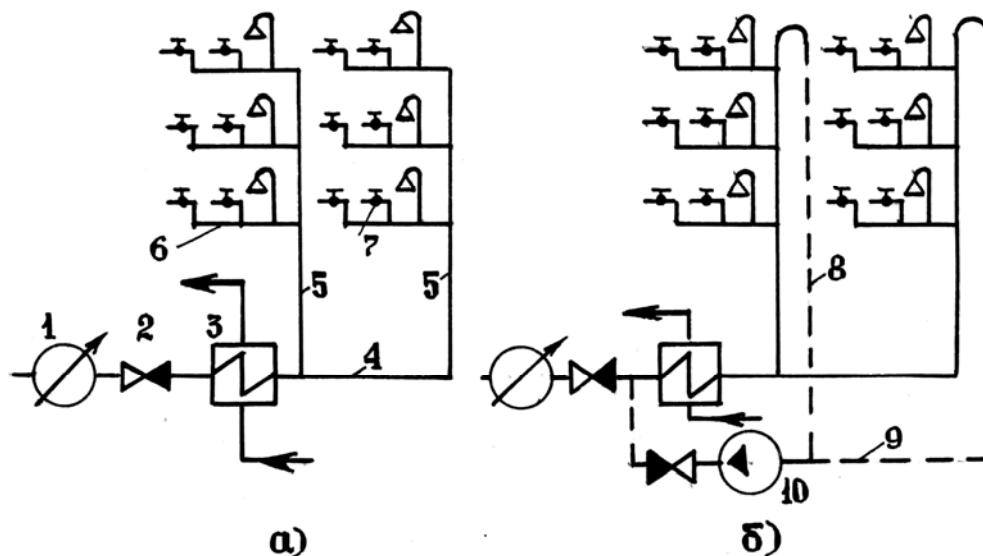


Рис. 1.13 – Схеми гарячого водопостачання з нижнім розподілом і незалежною схемою приєднання:

а — тупикова (безциркуляційна); б - циркуляційна; 1 - лічильник; 2 - зворотний клапан; 3 - пристрій для нагрівання; 4 - розподільчий трубопровід; 5 - водорозбірний подавальний стояк; 6 - квартирна розводка; 7 - водорозбірні пристрої; 8 - циркуляційний стояк; 9 - циркуляційна магістраль; 10 - циркуляційний насос

За конструктивними ознаками розрізняють тупикові й циркуляційні системи гарячого водопостачання. Тупикова система складається з таких елементів (рис.

1.13, а): пристрій для нагрівання води; система подавальних трубопроводів, яку утворюють розподільчий трубопровід, водорозбірні подавальні стояки, квартирні підводки з водорозбірною арматурою. Перевагами таких систем є відносно невеликі капітальні витрати, простота виготовлення і експлуатації. Але така конструкція централізованих систем гарячого водопостачання призведе до охолодження води в трубопроводах при невеликому розборі або при його відсутності, наприклад, в нічні години, і обумовлює непродуктивні втрати води і теплоти.

Для запобігання таких втрат централізовані системи виготовляють з додатковим циркуляційним трубопроводом, невитрачена споживачами вода повертається до пристрою для нагрівання, підігрівається і знову надходить до подавальних трубопроводів системи (рис. 1.13, б). Тим самим забезпечується необхідний рівень температури гарячої води впродовж потрібного відрізка часу. Залежно від призначення систем циркуляція води може здійснюватись або безперервно впродовж доби або періодично перед початком тривалого водорозбору (душові з періодичним водорозбором). Рух води в трубопроводах в режимі циркуляції забезпечується циркуляційним насосом.

Крім вказаних схем гарячого водопостачання з нижнім розподілом існують і системи гарячого водопостачання з верхнім розподілом [24].

При проектуванні та реконструкції існуючих систем теплоспоживання згідно з новими нормативними документами [14] приєднання систем опалення та внутрішнього теплопостачання слід виконувати до наступних джерел енергопостачання:

- децентралізованих джерел з використанням поновлюваної енергії, у тому числі сонячної енергії згідно з ДСТУ-Н Б В.2.5-43;
- централізованого теплопостачання згідно з ДБН В.2.5-39 від джерел комбінованої генерації електро- та теплоенергії (у тому числі від когенераційних установок);
- централізованого теплопостачання згідно з ДБН В.2.5-39 (перевага надається джерелам з частковим або повним використанням поновлюваної енергії).

Допускається, відповідно схеми теплопостачання населеного пункту, а також за технічним та економічним обґрунтуванням, приєднувати системи опалення та внутрішнього теплопостачання до місцевої котельні, квартирних газових теплогенераторів на твердому паливі.

Застосування електроопалення прямої дії від джерел з використанням не поновлюваної енергії допускається за технічним та економічним обґрунтуванням. Допускається застосовувати генератор теплоти, що використовує електричну енергію для нагрівання теплоносія, а саме:

- з тепловим насосом;
- при споживанні електроенергії в години мінімального навантаження енергосистеми;

- при заміні ним іншого джерела енергії в існуючій системі;
- для нагрівання теплоносія системи, що обслуговує приміщення, відповідно вимог за вибухопожежобезпекою та за відсутності інших допустимих енергоносіїв.

Систему водяного опалення та/або систему внутрішнього теплопостачання, що досягає дванадцятого поверху будівлі та вище, необхідно приєднувати до теплової мережі за незалежною схемою. Систему водяного опалення та/або систему внутрішнього теплопостачання будівлі до дванадцяти поверхів рекомендується приєднувати до теплової мережі за незалежною схемою – через теплообмінники в ІТП.

Систему водяного опалення та систему гарячого водопостачання приміщень різних поверхів, групи приміщень різних орендарів або власників, у тому числі квартири, тощо допускається приєднувати через малий тепловий пункт (квартирний тепловий пункт) до системи внутрішнього теплопостачання будівлі.

Допускається застосовувати двоступеневий послідовний підігрів води для системи гарячого водопостачання теплоносієм із системи опалення зі змінним гідравлічним режимом, а також із системи опалення з автоматичним регулюванням температури зворотного теплоносія. При таких системах опалення слід застосовувати паралельний підігрів води для гарячого водопостачання.

Будівлю, що приєднана до системи централізованого теплопостачання, слід оснащати засобом/засобами обліку споживання теплової енергії.

Будівлі одного власника, підприємства, організації, які об'єднані єдиною системою теплопостачання, при приєднанні до системи централізованого теплопостачання допускається оснащати загальним засобом/засобами обліку споживання теплової енергії.

Засіб обліку споживання теплової енергії інженерними системами будівлі слід розташовувати в ІТП або в приміщенні місцевого джерела теплопостачання. За завданням на проектування допускається розміщувати засіб обліку тепло споживання за межами ІТП у приміщенні (будівлі), що відповідає експлуатації цього засобу.

1.6. Насосні станції

Технологічні схеми насосних станцій

Насосні станції у теплових мережах призначені для збільшення напору, підвищення витрат теплоносія та зміни тиску в трубопроводах теплової мережі. Насосні станції підвищують тиск у подавальному трубопроводі й знижують у зворотному.

Принципові схеми насосних станцій наведені на рис. 1.14.

Підбір насосів

Сумарна подача робочих насосів G_H визначається за формулою

$$G_H = G_o + G_B + \alpha G_{Г.В.}^{cp}, \quad (1.10)$$

де G_o – розрахункова витрата сітьової води на опалення; G_v – розрахункова витрата сітьової води на вентиляцію; $G_{г.в.}^{cp}$ – середньогодинна витрата сітьової води на гаряче водопостачання; α – коефіцієнт, який приймається залежно від системи (закрита, відкрита) й виду трубопроводу (подавальний, зворотний), на якому встановлені підкачуючі насоси.

Значення коефіцієнта α приймаються:

- для закритих систем теплопостачання незалежно від виду трубопроводу, на якому розташовуються підкачуючі насоси, $\alpha=1$;
- для відкритих систем теплопостачання при встановленні насосів на подавальному трубопроводі $\alpha=1,2$;
- для відкритих систем теплопостачання при встановленні насосів на зворотному трубопроводі $\alpha=0,6$.

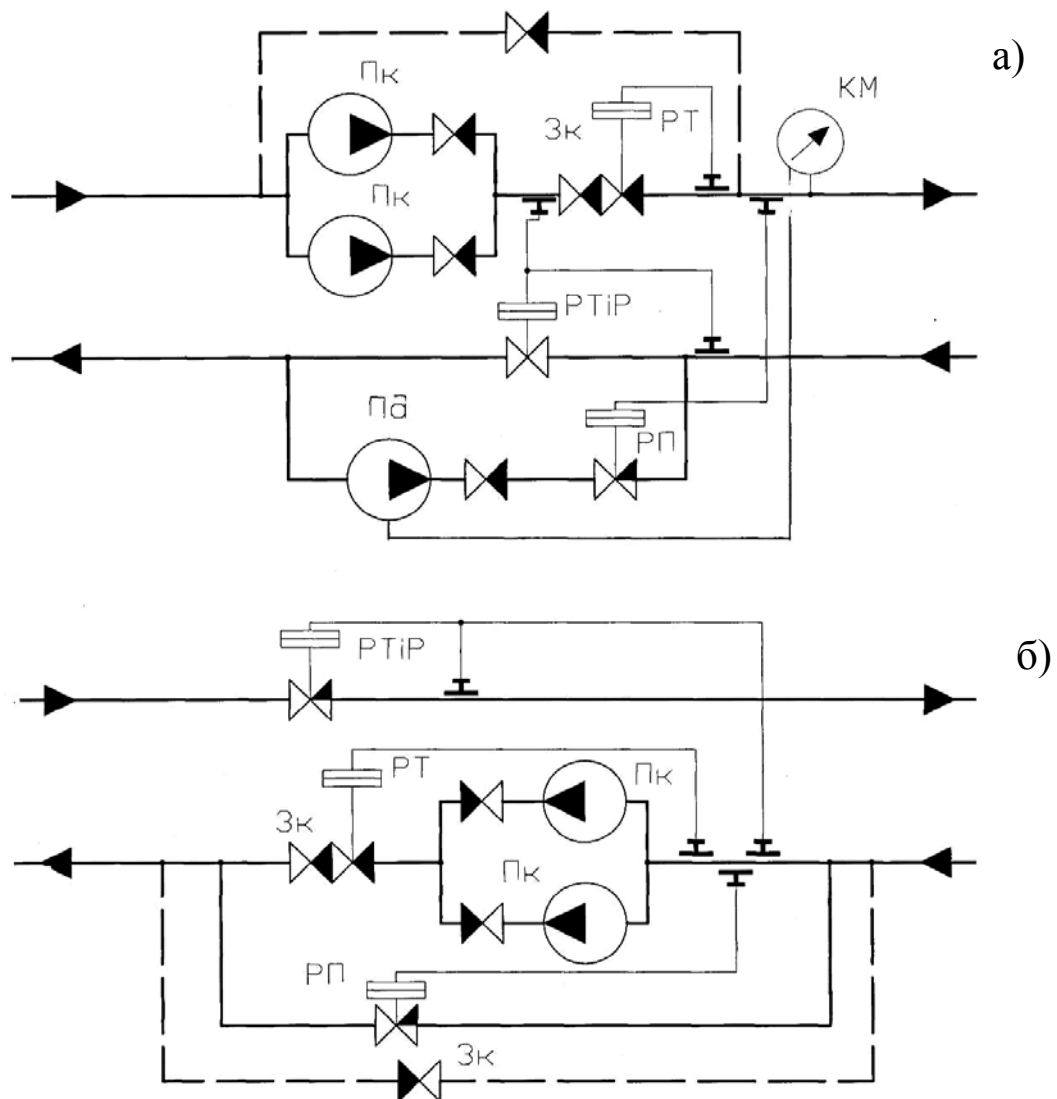


Рис. 1.14 – Принципова схема насосної станції:

- а) з підкачуючими насосами на подавальній лінії; б) з підкачуючими насосами на зворотній лінії; Пк – підкачуючі насоси; Пд – підживлюючі насоси; Зк – зворотний клапан; РТ – регулятор тиску; РТ і Р – регулятор тиску і розсічки; РП – регулятор підживлення; КМ - манометр

Сумарна подача перекачуючих насосів у літній період

$$G_H^L = \beta G_H^M, \quad (1.11)$$

де β – коефіцієнт, що характеризує зниження витрати сітьової води на гаряче водопостачання у літній період ($\beta=0,8$); G_H^M – максимально-годинна витрата води на гаряче водопостачання.

Напір підкачуючої насосної станції H_{nc} визначається як різниця напорів у подавальній (або зворотній) лінії до і після насосної станції.

У разі змінного гідравлічного режиму роботи теплової мережі (наприклад, при паралельній роботі джерел теплоти) продуктивність і напір насосної станції слід визначати при заданому розрахунковому режимі й перевіряти з урахуванням конкретних умов при інших не розрахункових режимах роботи теплової мережі.

При відомому напорі насосної станції H_{nc} напір насосів визначається за формулою

$$H_H = H_{nc} + \Delta H_K + \sum H_p, \quad (1.12)$$

де ΔH_K – втрати напору в комунікаціях насосної станції; $\sum H_p$ – сума втрат напору у повністю відкритих регуляторах (при їх послідовному встановленні).

Якщо точні дані відсутні, втрата напору в комунікаціях може бути прийнята рівною 10-15 м, втрата напору в повністю відкритому регуляторі типу РК – 5-10 м.

Мінімальне число робочих підкачуючих насосів у насосних станціях приймається рівним двом. Незалежно від числа робочих насосів у насосних станціях повинно бути передбачено встановлення одного резервного насоса.

Улаштування і обладнання насосних станцій

У будівлі насосної станції передбачаються: машинна зала, в якій розташовують насосні агрегати; приміщення розподільчих пристроїв; щитове приміщення; трансформаторні камери; майстерня для проведення дрібного ремонту; приміщення для експлуатаційного персоналу; санітарний вузол. При компоновці будівлі слід враховувати можливість розширення машинної зали. Приміщення розподільчих пристроїв, щитове приміщення, трансформаторні камери розташовують з одного торця машинної зали.

Відстань від насосної станції і громадських будівель приймають з урахуванням норм припустимого рівня шуму в житловій забудові.

Окремі насоси з арматурою і вимірювальними приладами, встановленими на їх напірних і всмоктуючих патрубках, повинні відключатись від колектора засувками. У підкачуючих насосних станціях залежно від режиму роботи мережі на трубопроводах подавальної і зворотної сітьової води можуть бути встановлені регулятор тиску, регулятор розсікання, зворотний і скидальний клапани. Зворотні клапани, а також регулювальні клапани та інші прилади, в яких відбуваються втрати тиску,

встановлюють на напірних трубопроводах насосів. Їх не рекомендується розташовувати на всмоктуючих лініях насосів для запобігання кавітації.

До складу обладнання насосних станцій входять: насосні агрегати, труби, арматура, контрольно-вимірювальні прилади й засоби автоматизації та ін. [25].

1.7. Теплові мережі

Призначення і методи прокладки теплових мереж

Теплові мережі призначені для транспортування тепла споживачам з метою забезпечення комунально-побутових потреб (опалення, вентиляція, гаряче водопостачання) і технологічних потреб.

Теплові мережі можуть бути кільцевими і тупиковими.

Методи прокладання теплових мереж: 1 - роздільний, 2 – суміщений.

Розподільні теплові мережі ТО(2) прокладають по вулицях міста від джерела до інженерних споруд: при роздільному методі прокладки - під тротуаром; при суміщеному методі прокладки в міському колекторі разом з В1, W1, V0 також під тротуаром (рис. 1.15; 1.16; 1.17).

Розвідні теплові мережі ТО(4) виходять із ЦТП до будинків мікрорайону при роздільному методі прокладки в непрохідних каналах, розташованих у землі, як правило, з боку дворових фасадів, на відстані не менше 2 м від фундаментів будинку, а при безканальній прокладці на відстані не менше 5 м. При суміщеному методі прокладки теплові мережі розміщують у прохідному каналі (мікрорайонному колекторі) під мікрорайонними проїздами або в технічних підпіллях будинків і "зчіпках" між ними.

Ввід ТО(4) і відгалуження при транзитному методі прокладки по технічних підпіллях закінчуються індивідуальним тепловим пунктом (ІТП), в якому відбувається зниження температури теплоносія від 150 °С до 95-105 °С, використовуваного для опалення будинку. ІТП розміщують в технічних підпіллях будинку. Можлива установка одного ІТП на кілька секцій будинку або одного на весь будинок.

При роздільному методі прокладки в місцях відгалужень мережі до будинків встановлюють теплові камери із запірною арматурою і КПП.

При відсутності централізованого теплопостачання для приготування теплоносія застосовують місцеві котельні, наприклад, на даху, а також індивідуальні електричні й газові підігрівачі.

З метою економії енергії в системах гарячого водопостачання й опалення для індивідуальних житлових будинків, розташованих в умовах жаркого клімату, найбільш прийнятним є використання сонячної енергії.



Рис. 1.18 – Схема теплофікації

Гідравлічний розрахунок теплових мереж

Основним завданням гідравлічного розрахунку теплових мереж є визначення діаметрів теплопроводів і гідравлічних втрат тиску в них при вибраному діаметрі за даною витратою теплоносія. У результаті гідравлічного розрахунку теплових мереж, користуючись графіком п'єзометричних тисків, можна розв'язати такі завдання: визначити наявний напір у кожній точці теплової мережі; вибрати схеми приєднання споживачів до теплових мереж; визначити витрату труб та обсяг робіт на спорудженні теплових мереж; відрегулювати режим мережі для заданого розподілу теплоти, що відпускається з джерела, між усіма споживачами мережі.

Для гідравлічного розрахунку теплових мереж треба мати схему з визначенням усіх елементів арматури, компенсаторів, фасонних частин і значенням довжини всіх ділянок мережі й розрахункові витрати теплоти по споживачах.

Під час руху теплоносія по трубопроводах виникають втрати тиску по довжині внаслідок тертя між частинками теплоносія і внутрішніми поверхнями труб, а також місцеві опори, що виникають у фасонних частинах трубопроводу.

Сумарні втрати тиску в теплопроводах визначають за виразом, Па

$$\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}} \quad (1.13)$$

де $\Delta P_{\text{л}}$ - сумарні втрати тиску на подолання сил тертя або лінійні втрати тиску, Па:

$$\Delta P_{\text{л}} = R \cdot l_{\phi} \quad (1.14)$$

Лінійні втрати тиску прямо пропорційні питомим втратам тиску на тертя R , Па/м, і фактичній довжині ділянки l_{ϕ} , м, на якій втрачається тиск.

$\Delta P_{\text{м}}$ - місцеві опори, що виникають у фасонних частинах і в арматурі теплопроводів, для водяних мереж орієнтовно знаходять за формулою, Па

$$\Delta P_{\text{м}} = 0,35 \cdot \Delta P_{\text{л}} = 0,35 \cdot (R \cdot l_{\phi}) \quad (1.15)$$

Питомі втрати тиску на тертя встановлюють на підставі техніко-економічного аналізу /за наявним напором/ або задають на підставі дослідних даних. Для водяних систем теплопостачання, якщо невідомий наявний напір, середніми питомими втратами тиску задаються на підставі дослідних даних у межах $R_{\text{сер}} = 50 \dots 80$ Па на 1 м трубопроводу, причому менше значення приймають для труб діаметром 400 - 500 мм, а більше - для 50...100 мм.

Розрахункову витрату теплоносія на окремих ділянках знаходять як суму витрат споживачів, кг/год:

$$G_{\text{д}} = G_{0\text{max}} + G_{\text{вmax}} + K_3 \cdot G_{1\text{hmax}} \quad (1.16)$$

де

$$G_{0\max} = \frac{3,6 \cdot Q'_{0\max}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} ; \quad (1.17)$$

$$G_{v\max} = \frac{3,6 \cdot Q'_{v\max}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} ; \quad (1.18)$$

$$G_{lh\max} = \frac{3,6 \cdot Q'_{h\max}}{c \cdot (t_h - t_c)} . \quad (1.19)$$

Тут $Q'_{0\max}$ - максимальний тепловий потік на опалення житлових і громадських будівель, Вт; $Q'_{v\max}$ - максимальний тепловий потік на вентиляцію громадських будівель, Вт; $Q'_{h\max}$ - максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель, Вт; c - питома теплоємність води, $c = 4,187$ кДж/(кг °С); τ_1 - температура води в подавальному трубопроводі, $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$, τ_2 - те саме у зворотному трубопроводі, $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$, t_h - температура гарячої води, $t_h = +55^\circ\text{C}$, t_c - температура холодної води, $t_c = +5^\circ\text{C}$, K_3 - що враховує долю середньої витрати води на гаряче водопостачання при регулюванні за навантаженням опалення (належить приймати відповідно до табл. А.1 [10]).

Задаючись питомими втратами тиску на тертя $R_{сер}$ на ділянках і знаючи розрахункові витрати теплоносія на цих ділянках G , за номограмами (рис. 1.19) визначають діаметр трубопроводів і уточнюють фактичну питому втрату тиску на тертя $R_{сер}$ при даних витраті теплоти й діаметрі. Ключ для користування номограмою наведено на рис. 1.20. Визначивши питомі втрати тиску за номограмою, підраховують сумарні втрати його на ділянках.

Основні елементи міських теплових мереж

До основних елементів міських теплових мереж належать трубопроводи, компенсатори, рухомі й нерухомі опори, теплова ізоляція.

Труби є найбільш важливим елементом і повинні відповідати наступним вимогам: достатня міцність і герметичність при максимальних значеннях тиску і температури теплоносія; низький коефіцієнт температурних деформацій, що забезпечує невеликі теплові подовження при перемінному температурному режимі теплових мереж; мала шорсткість внутрішньої поверхні, що забезпечує невисокі втрати тиску теплоносія через його тертя об стінки труби; антикорозійна стійкість; простота монтажу тощо.

Для теплових мереж використовують безшовні (діаметр 32-426 мм) й електрозварні (діаметр більше 425 мм) труби із сталі марки Ст2сп, Ст3сп, 15ГС, 16ГС. Такі труби не в повній мірі задовольняють діючим вимогам, але їх механічні властивості, простота, надійність і герметичність зварних з'єднань визначили їх переважне застосування в теплових мережах.

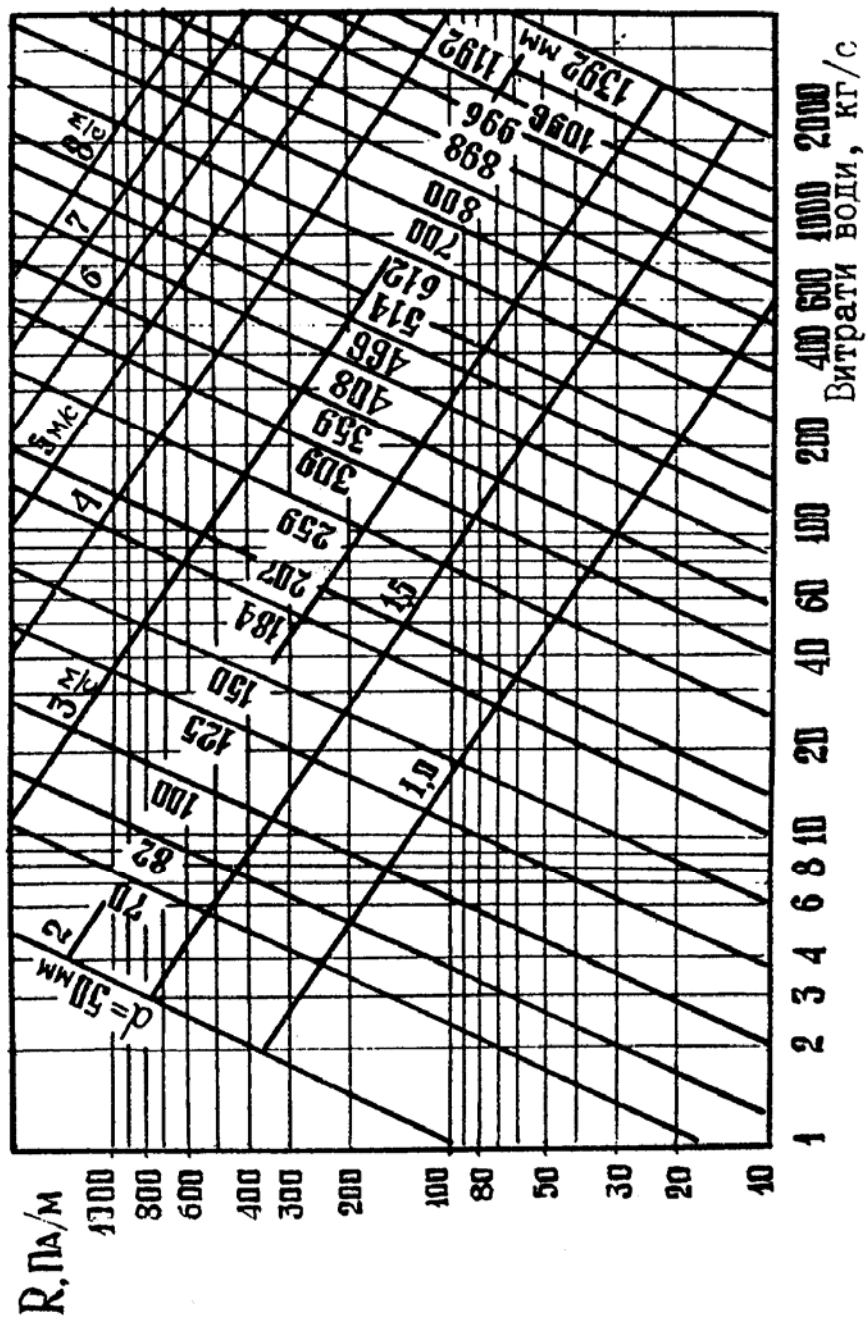


Рис. 1.19 – Номограма до гідравлічного розрахунку теплових мереж

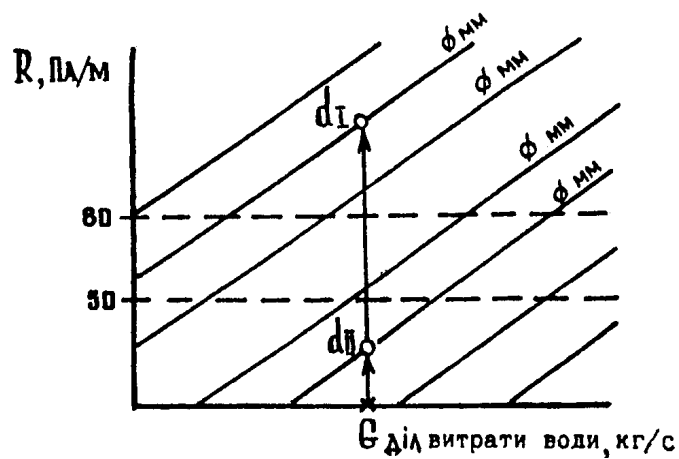


Рис. 1.20 – Ключ до користування номограмою

Опори, призначені для сприйняття вагового навантаження, можуть бути двох типів: рухомі й нерухомі. Нерухомі опори призначені для закріплення трубопроводу в характерних точках мережі (місця відгалужень, встановлення арматури, тощо) і сприймає зусилля, що виникають у місці фіксації як у радіальному, так і осьовому напрямках під дією ваги, температурних деформацій і внутрішнього тиску. Рухомі опори сприймають вагу теплопроводу і забезпечують його вільне пересування при температурних деформаціях. Відстань між опорами визначають з умови міцності й припустимого прогину трубопроводу для найбільш несприятливих режимів роботи, при яких у самому послабленому перерізі (як правило, зварні стики) напруга не повинна перевищувати припустиме значення. Приклади опорних конструкцій наведені на рис. 1.21.

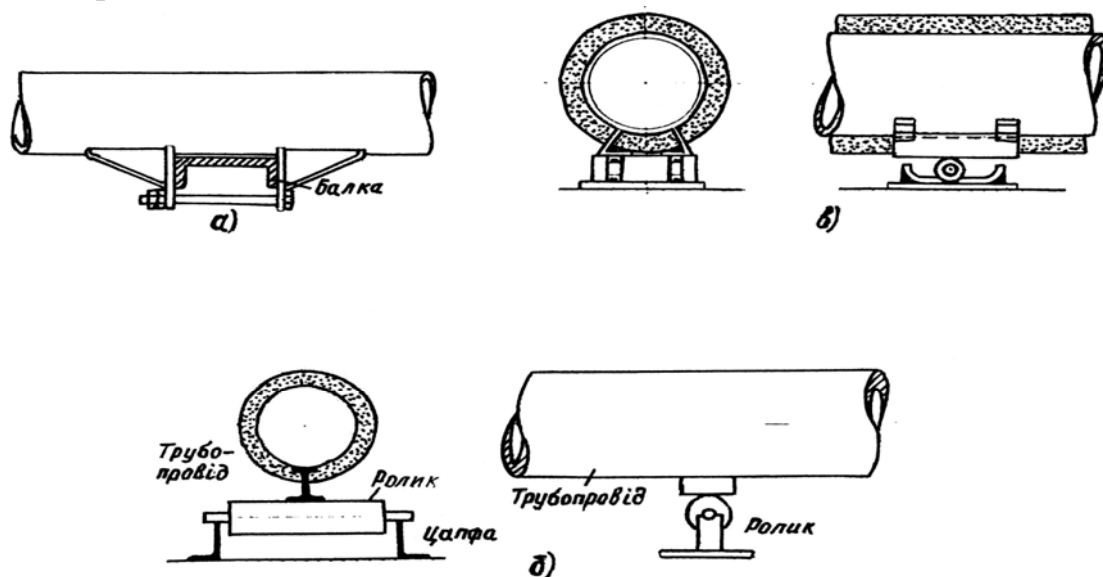


Рис. 1.21 - Приклади опорних конструкцій:
а – нерухома опора; б – рухома опора; в – рухома каткова опора

Компенсатори. Теплові подовження трубопроводів при температурі теплоносія від 50 °С та більше повинні сприйматися спеціальними компенсуючими пристроями, що оберігають трубопровід від виникнення неприпустимих деформацій і напруги. Величина теплового подовження Δl ділянки теплопроводу довжиною l залежить від коефіцієнта лінійного розширення матеріалу трубопроводу α і різниці максимальної t_1 і мінімальної t_2 температур стінки труби за формулою

$$\Delta l = \alpha l (t_1 - t_2). \quad (1.20)$$

Як розрахункову величину при виборі t_1 приймають максимальну температуру теплоносія, при виборі t_2 - температуру зовнішнього повітря для розрахунків опалення.

За принципом дії компенсатори розподіляють на дві групи:

- 1) гнучкі, або радіальні, що сприймають подовження трубопроводу вигином або крученням криволінійних ділянок труб;
- 2) осьові, в яких подовження сприймається телескопічним пересуванням труб

або стисканням пружких вставок.

Найбільшого застосування в практиці набули гнучкі компенсатори різної конфігурації, виготовлені із самого трубопроводу і засновані на реалізації принципу вільної компенсації (П - подібні, Z - подібні, ліроподібні тощо). Компенсація лінійних подовжень забезпечується пересуванням плечей конструкції компенсатора (рис. 1.22). Простота будови, експлуатації, надійність, розвантаження нерухомих опор - переваги таких компенсаторів. До недоліків можна віднести підвищений гідравлічний опір, великі габарити, які ускладнюють їх використання при високій щільності підземних інженерних комунікацій. Розрахунки ділянок теплопроводів на компенсацію теплових подовжень при гнучких компенсаторах і самокомпенсації можна проводити, наприклад, відповідно [16].

Осьові компенсатори бувають двох типів: сальникові (рис. 1.22, в) й лінзові (рис. 1.22, б). Перші застосовують при величині тиску до 1,6-2,0 МПа. Лінійні подовження трубопроводу призводять до пересування стакана всередині корпусу. Герметичність конструкції забезпечується сальниковим ущільненням, виготовленим з азбестового шнура, графіту і мастила. Витирання і пересихання ущільнення і, як результат, втрата герметичності є головним недоліком компенсаторів даного виду.

Лінзові компенсатори збирають зварюванням з виготовлених штампуванням напівлінз. Кількість лінз визначає компенсуючу здатність (компенсуюча здатність однієї лінзи дорівнює приблизно 5-6 мм). Такі компенсатори знаходять основне використання на трубопроводах низького тиску (до 0,4-0,5 МПа).

Теплову ізоляцію наносять на теплопровід для зменшення втрат теплоти в оточуюче середовище. Конструкція теплоізоляції може складатись: як з одного шару, так і з декількох. В останньому випадку крім основного теплоізоляційного шару, виготовленого з матеріалів з низьким коефіцієнтом теплопровідності (мінеральна вата, скловата, азбест, пінополіуретан, пінополістирол, тощо), конструкція містить гідроізоляцію, шар, що оберігає основний шар від механічних пошкоджень. Приклади теплоізоляції труб показані на рис. 1.23. Крім труб, теплоізолюються також фланці й арматура. У місцях, де потрібен контроль і періодичний доступ для ремонтів тощо, ізоляцію виконують із зйомних елементів.

Теплоізоляційні матеріали класифікують за такими ознаками: величина коефіцієнта теплопровідності, вид вихідної сировини, об'ємна маса, жорсткість (відносна деформація стиснення). За видом вихідної сировини матеріали розподіляють на неорганічні і органічні. За величиною коефіцієнта теплопровідності матеріали і вироби розподіляють на три класи: низької (до 0,06 Вт/м °С), середньої (0,06-0,115 Вт/м°С), підвищеної (0,115-0,175 Вт/м°С) теплопровідності. Розрізняють також матеріали особливо низької об'ємної маси (15-75 кг/м³), низької (100-175 кг/м³), середньої (200-350 кг/м³) і щільні (до 600 кг/м³). За жорсткістю матеріали розподіляють на м'які, напівжорсткі, жорсткі, підвищеної жорсткості і тверді.

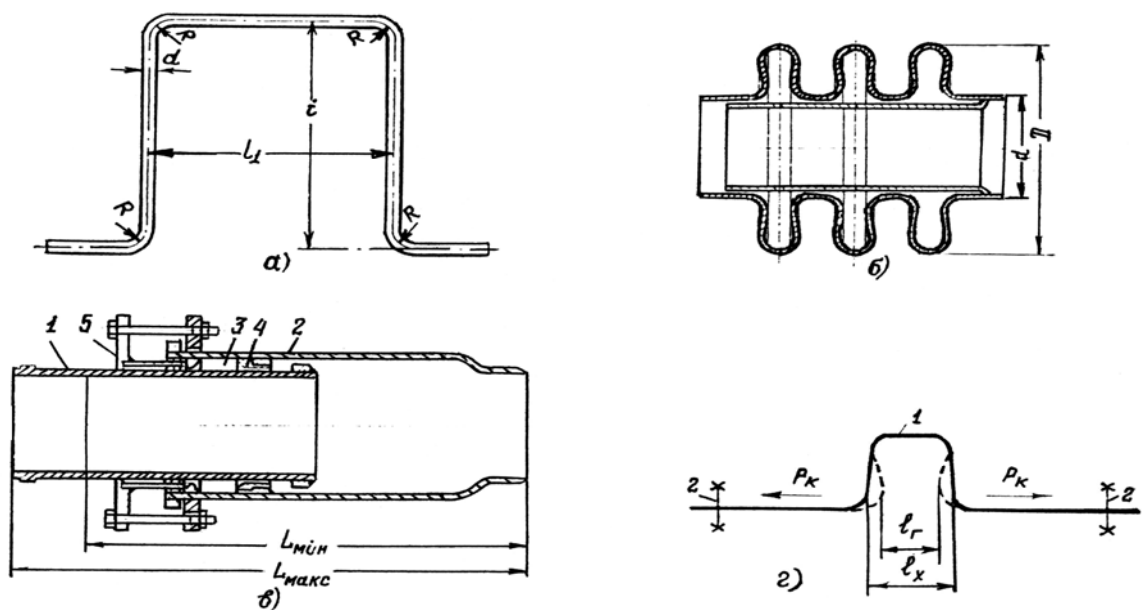


Рис. 1.22 – Приклади компенсаторів:

а – П-подібний; б – лінзовий; в – сальниковий: 1 – стакан, 2 – корпус, 3 – сальникове ущільнення, 4 – бокса; г – схема роботи П-подібного компенсатора.

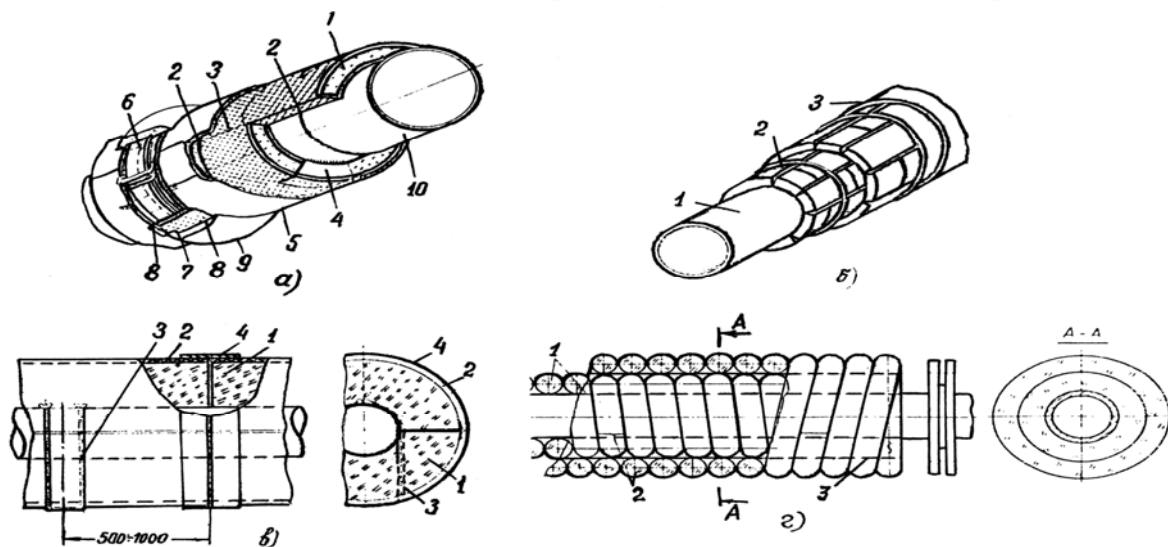


Рис. 1.23 – Приклади теплоізоляції труб:

а – ізоляція мінераловатними шкарлупами: 1 – шкарлупи; 2 – стяжні кільця; 3 – зшивка стиків оболонок; 4 – сталева опора; 5 – захисне покриття з азбестоцементних шкарлуп; 6 – бандаж; 7 – сітка; 8 – кільце; 9 – азбестоцементна штукатурка; 10 – труба; в – двошарова сегментна теплоізоляція: 1 – труба, 2 – ізоляційні сегменти, 3 – азбестоцементна кірка, 4 – стяжні кільця; б – схема теплоізоляції трубопроводу при надземному прокладанні: 1 – основний теплоізоляційний шар, 2 – захисне покриття з азбестоцементних шкарлуп, 3 – підвіски, 4 – сталевий бандаж; г – ізоляція теплоізоляційними шнурами: 1 – шнур, 2 – зшивка, 3 – кільце

Азбест хризолітовий є продуктом збагачення азбестових руд, що містять мінерал хризол-азбест. Використовується для виготовлення теплоізоляційних виробів і як засипка. Залежно від об'ємної маси коефіцієнт теплопровідності змінюється в межах 0,093-0,27 Вт/м°C. Із азбесту виготовляють азбестовий папір, картон, дроти.

Мінеральну вату отримують із силікатного розплаву гірських порід і металургійних шлаків або їх суміші. Вона характеризується температуростійкістю до

700 °C і коефіцієнтом теплопровідності $\lambda=0,045$ Вт/м°C (при температурі 25 °C), $\lambda=0,064$ Вт/м°C (при температурі 125 °C). Із мінеральної вати виробляють мати товщиною 40-120 мм, довжиною 1000-2500 мм і шириною 500-2500 мм. Мінераловатні мати мають коефіцієнт теплопровідності 0,044-0,049 Вт/м°C. Із мінеральної вати з додаванням зв'язуючих виготовляють циліндри і напівциліндри товщиною 40, 50, 80 мм, плити, мінераловатний дріт. Розміри плит і деякі технічні характеристики плит з мінеральної вати наведені відповідно в табл. 1.21, 1.22.

Вироби із скловати використовують для теплоізоляції трубопроводів, огорожжуваних конструкцій будівель, обладнання тощо. Коефіцієнт теплопровідності виробів залежно від об'ємної маси, технології виготовлення та інших факторів змінюється в межах 0,047-0,057 Вт/м°C. З скловати виробляють плити, мати, скловолокно, полоси. Прошивні мати (табл. 1.23) виготовляють прямокутної форми довжиною 500-3000 мм, шириною 200-500 мм.

З пінополістіролу, який є синтетичним органічним матеріалом виготовляють плити довжиною до 2000 мм, шириною 500-1200 мм, товщиною 25, 33, 50, 100 мм. Пінополістирол марки ПСБ-С для ізоляції трубопроводів може випускатись у вигляді шкарлуп довжиною 1 м, товщиною 40-50 мм і внутрішнім діаметром 65-385 мм. Вироби характеризуються коефіцієнтом теплопровідності 0,038-0,058 Вт/м°C (при температурі 25 °C), об'ємною вагою 50-400 кг/м³.

Пінополіуретан отримують в результаті складних хімічних реакцій, що протікають при змішуванні полієфірів і ізоціанатів у присутності каталізаторів, емульгаторів, піноутворюючих агентів. Для теплоізоляції застосовують пінополіуретани у вигляді плит, блоків, фасонних виробів.

Найвищу ефективність з точки зору економії паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) і збільшення терміну експлуатації теплових мереж забезпечує застосування теплоізоляційних матеріалів з покращеними характеристиками і технології попередньо ізольованих в заводських умовах трубопроводів

Попередньо ізольована в заводських умовах конструкція згідно з ГОСТ34-204-88-002-98 (рис. 1.24) складається з внутрішньої провідної сталеві труби, зовнішньої захисної оболонки з поліетиленової труби і розміщеної між ними пінополіуретанової теплоізоляції. У верхній частині теплоізоляційного шару розміщені два провідники системи теплоконтролю герметичності трубопроводів (аварійної сигналізації). Провідниками аварійної сигналізації є мідні дроти з площею перерізу 1,5 мм. Для забезпечення адгезії поліуретанової піни зовнішня поверхня сталеві труби і внутрішня поверхня поліетиленові труби спеціально обробляють. Для теплових мереж використовують безшовні (ГОСТ 8731), електрозварні (ГОСТ 10706) і електрозварні прямошовні (ГОСТ 20295) труби. Для зовнішніх мереж гарячого водопостачання застосовують водогазопровідні оцинковані (ГОСТ 3262) труби. Коефіцієнт теплопровідності пінополіуретанові ізоляції

$\lambda < 0,035 \text{ Вт/(м.}^\circ\text{С)}$, поліетиленової труби $\lambda = 0,43 \text{ Вт/(м.}^\circ\text{С)}$.

Таблиця 1.21 – Розміри плит, мм

Марка	Довжина	Ширина	Товщина (з інтервалом 10 мм)
50, 75	1000	500; 1000	60 - 100
125	1000	500; 1000	50 - 80
175	1000	500; 1000	40 - 70
200	1000	500; 1000	40 - 60
300	900;1000;1200	450; 600; 900; 1000	20 - 40

Таблиця 1.22 – Характеристики мінераловатних плит

Показник	Величина для марок					
	50	75	125	175	200	300
Об'ємна вага, кг/м ³	35-50	50-75	75-125	125-175	175-200	200-300
Теплопровідність, Вт/м ² С, при температурі 25 ⁰ С для плит						
- вищої категорії	0,044	0,044	0,047	0,05	0,053	0,058
- першої категорії	0,047	0,047	0,049	0,052	0,056	0,06
Теплопровідність, Вт/м ² С, при температурі 125 ⁰ С для плит						
- вищої категорії	0,074	0,074	0,07	0,067	-	-
- першої категорії	0,077	0,077	0,072	0 07		
Вологість, %, не більше	1,5-3	2-3	2,5-4	3,5-5	5-7	6-8
Водопоглинання, %, не більше	-	-	-	-	30	20
Міцність при стисненні при 10% деформації, МПа	-	-	-	-	0,04	0,12

Таблиця 1.23 – Технічні характеристики прошивних матів

Показник	Категорія виробів	
	Вища	Перша
Об'ємна вага, кг/м ³ , не більше	45	50
Теплопровідність при середній температурі 25-50 ⁰ С, Вт/м ² С	0,044	0,044
Вологість, %, не більше	3	5

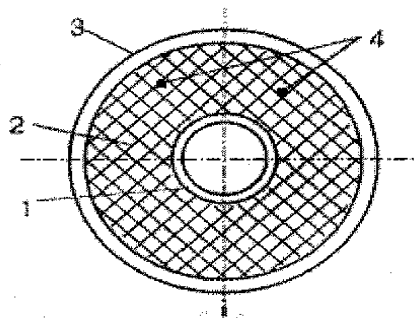


Рис. 1.24 – Конструкція попередньоізолюваного теплопроводу:

1 — провідна сталевая труба; 2 — пінополіуретанова теплоізоляція; 3 — зовнішня захисна поліетиленова труба; 4 — дрот сигналізаційний

Попередньоізолювані труби застосовують для транспортування теплоносія з наступними робочими параметрами:

- максимальна робоча температура довготривала, $t_{\max Д} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- максимально допустима (протягом 10 діб на рік) температура короткотривала, $t_{\max К} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- умовний тиск, $P_y = 16\text{ МПа}$.

Розміри труб представлені в табл. 1.24.

Таблиця 1.24 – Ціни попередньо ізолюваних труб в грн. з ПДВ станом на 01.08.2006

Розмір	Труба попередньо теплоізолювана, сталева, емальована зсередини, в ПЕ оболонці
57/125	113,34
60/125	93,98
76/140	128,73
89/160	154,69
108/200	211,10
133/225	285,89
159/250	345,29
219/315	577,96
273/400	871,48

Впровадження у практику будівництва трубопроводів теплових мереж у поліуретановій оболонці типу «труба в трубі», виготовлених в заводських умовах, забезпечує:

- підвищення терміну безаварійної експлуатації мереж у 2-3 рази;
- зниження теплових втрат через ізоляцію в середньому у 3 рази;
- зниження експлуатаційних витрат у 9 разів;
- зниження витрат на ремонт у 3 рази;
- зниження капітальних затрат у будівництві в 1,3 рази.

Прокладка теплових мереж. Для теплових мереж використовують такі основні способи прокладки:

- підземна прокладка - безканальна, в непрохідних каналах, в напівпрохідних каналах, в прохідних каналах, в загальних колекторах разом з іншими інженерними комунікаціями (приклади підземної прокладки наведені на рис. 1.25);
- надземна прокладка - на естакадах або на висотних опорах; на низьких опорах, по стінах зовні або всередині споруди.

Для житлових районів міст, виходячи з архітектурних міркувань, застосовують підземні методи прокладки теплових мереж. Надземні в житлових районах використовують як виняток в особливо важких ґрунтових умовах.

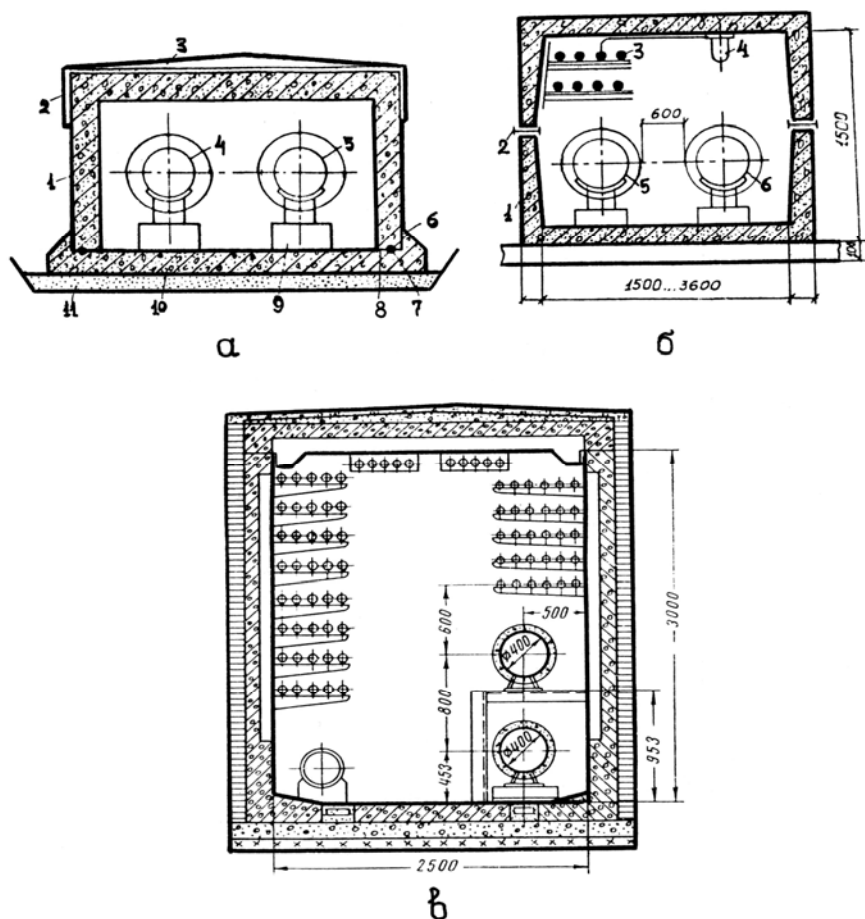


Рис. 1.25 – Підземне прокладання теплопроводів:

а – у непрохідних каналах: 1 – залізобетонна секція, 2 – гідроізоляція, 3 – захисна стяжка з цементного розчину; 4, 5 – подавальний і зворотний трубопроводи; 6 – бетон; 7 пароніт; 8 – ізольна мастика; 9 – опорна подушка; 10 – плита; 11 – піщана підготовка або бетон марки 50; б – у напівпрохідних каналах: 1 – залізобетонний лотковий елемент; 2 – двотавр; 3 – низьковольтні кабелі; 4 – світильник; 5, 6 – подавальний і зворотний трубопроводи теплової мережі; в – прокладання теплових мереж в загальному колекторі з іншими міськими інженерними системами

У напівпрохідних і прохідних каналах теплопроводи прокладають з іншими комунікаціями. Канали збирають із залізобетонних елементів, виготовлених на спеціальних підприємствах. Напівпрохідні канали використовують в місцях перетину залізниць і автострад. Трубопроводи, прокладені в таких каналах можна оглядати й ремонтувати без порушення покриття доріг. В прохідних каналах забезпечується постійний доступ обслуговуючого персоналу до інженерних комунікацій для контролю і ремонту. У вуличних і внутрішньо квартальних колекторах, крім теплопроводів, припустиме розміщення кабелів зв'язку і силових кабелів.

Для обслуговування арматури, що встановлена на трубопроводах, на тепло-трасі роблять теплові камери. Їх монтують із стінових залізобетонних блоків і плит перекриття. Розміри камери визначаються діаметрами теплопроводів. Для розміщення вільних компенсаторів в каналах і при безканальній прокладці трубопроводів передбачають розширення, які називаються нішами.

Приклади розрахунків

Приклад 1.1. Порівняти варіанти виконання теплової мережі, по якій здійснюється тепlopостачання міста (розрахункова схема наведена на рис. 1.26). Для першого варіанта вибір діаметрів головної магістралі теплотраси здійснювати при умові, щоб питомі втрати тиску на ділянках не перевищували $i \leq 5$ мм вод.ст./м, для другого $5 < i < 8$ мм вод.ст./м, для третього $i > 10$ мм вод.ст./м. Питому вартість встановленої потужності сітєвих насосів прийняти рівною $S_n = 20,8$ грн/кВт, вартість електроенергії $S_e = 0,15$ грн/кВт×год. Вартість спорудження ділянок теплотраси прийняти залежно від діаметрів трубопроводів згідно з табл. 1.25. Розрахунки виконати при нормі житлової площі 18 м^2 на одну людину; нормі витрати гарячої води на одного споживача у житлових будинках $a = 115$ л/добу, у громадських спорудах - $b = 25$ л/добу; нормі витрати теплоти на опалення житлових будинків $q_0 = 84 \text{ Вт/м}^2$. Коефіцієнти, що враховують теплові потоки на опалення і вентиляцію громадських будинків дорівнюють $k_1 = 0,25$; $k_2 = 0,4$. Щільність забудови мікрорайонів прийняти рівною $d = 3500 \text{ м}^2/\text{га}$.

Розв'язання

1. Площа території мікрорайону №1 $= 500 \times 100 = 50000 \text{ м}^2 = 5 \text{ га}$
2. Житлова площа будинків мікрорайону $A_1 = F_1 d = 5 \times 3500 = 17500 \text{ м}^2$
3. Тепловий потік на опалення будівель першого мікрорайону

$$Q_{o,max} = q_0 A_1 (1 + K_1) = 84 \times 17500 (1 + 0,25) = 1,84 \times 10^6 \text{ Вт}$$

4. Тепловий потік на вентиляцію будівель

$$Q_{в,max} = q_0 A_1 K_1 K_2 = 84 \times 17500 \times 0,25 \times 0,4 = 0,147 \times 10^6 \text{ Вт}$$

5. Кількість мешканців першого мікрорайону

$$m_1 = A_1 / 18 = 17500 / 18 = 972$$

6. Тепловий потік для потреб гарячого водопостачання

$$Q_{h,max} = \frac{2,4 m (a + b) (t_z - t_x) c}{24 \times 3600} = \frac{2,4 \times 972 (115 + 25) (55 - 5) 4187}{24 \times 3600} = 0,79 \times 10^6 \text{ Вт}$$

$t_z = 55^\circ\text{C}$ - температура гарячої води; $t_x = 5^\circ\text{C}$ - температура холодної води; $c = 4187 \text{ Дж/кг} \times ^\circ\text{C}$ - питома теплоємність води.

7. Сумарне теплове навантаження мікрорайону

$$Q_1 = Q_{o,max} + Q_{в,max} + Q_{h,max} = (1,84 + 0,147 + 0,79) \times 10^6 = 2,77 \times 10^6 \text{ Вт}$$

Аналогічно визначаємо теплове навантаження інших мікрорайонів. Результати розрахунків наведені в табл. 1.26.

Таблиця 1.25 – Техніко-економічні показники будівництва та експлуатації теплових мереж (на 1 м довжини двотрубної прокладки)

Матеріал труби, ГОСТ	Діаметр, мм	Прокладка в непрохідних каналах серії ИС 01 04		Безканальна прокладка з пінобетонною ізоляцією	
		K_n , грн	C_n , грн/рік	K_n , грн	C_n , грн/рік
Сталеві безшовні труби ГОСТ 8731 74	57	222,0	22,4	106,8	10,8
	83	227,6	23,2	114,0	11,6
	108	284,0	29,6	277,2	27,6
	133	311,2	32,0	288,0	28,6
	168	323,6	34,8	324,0	32,4
	229	590,4	50,8	380,8	35,2
	273	625,2	54,0	440,8	42,0
	325	658,0	60,4	505,2	43,2
Електрозварні, ГОСТ 10707 73	376	714,8	64,8	540,8	44,0
	426	922,0	68,4	641,6	50,0
	530	1057,6	79,6	739,6	59,6

Таблиця 1.26 – Показники теплоспоживання мікрорайонів міста

№ м/р	F , га	A , м ²	$Q_{o,\max} \times 10^6$ Вт	$Q_{e,\max} \times 10^6$ Вт	m , чол.	$Q_{h,\max} \times 10^6$ Вт	$Q \times 10^6$ Вт
1	5	17500	1,84	0,147	972	0,79	2,77
2	10	35000	3,675	0,294	1944	1,58	5,55
3	8	28000	2,94	0,235	1555	1,26	4,44
4	4,5	15750	1,65	0,13	875	0,71	2,49

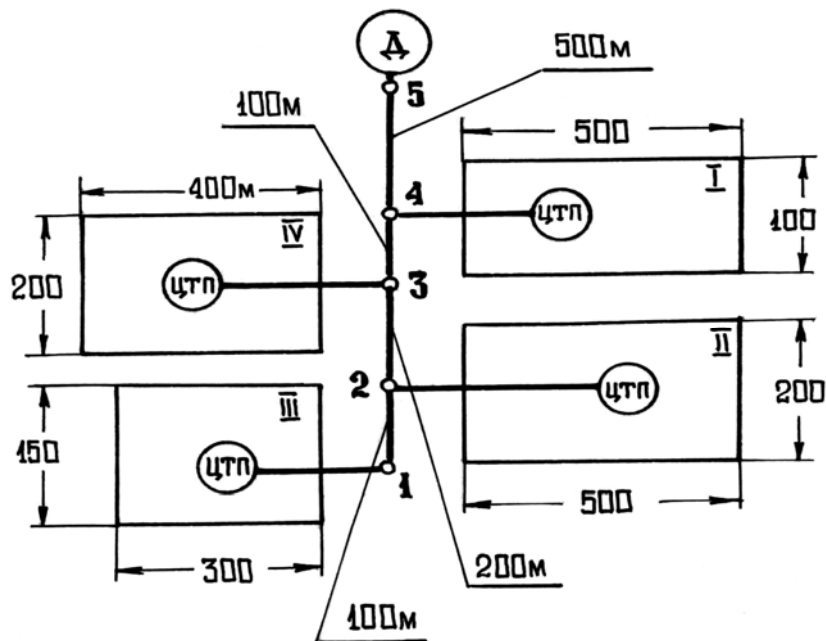


Рис. 1.26 – Розрахункова схема тепlopостачання міста (до прикладу 1.1): I...IV номери мікрорайонів; Д- джерело тепlopостачання; ЦТП- центральний тепловий пункт

8. Теплове навантаження ділянок головної магістралі теплотраси.

Ділянка (1 - 2) $Q_{1-2} = Q_2 = 5,55 \times 10^6$ Вт.

Ділянка (2 - 3) $Q_{2-3} = Q_2 + Q_3 = (5,55 + 4,44) \times 10^6 = 9,99 \times 10^6$ Вт

Ділянка (3 - 4) $Q_{3-4} = Q_2 + Q_3 + Q_4 = (9,99 + 2,49) \times 10^6 = 12,48 \times 10^6$ Вт

Ділянка (4 - 5) $Q_{4-5} = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_1 = (12,48 + 2,77) \times 10^6 = 15,25 \times 10^6$ Вт

9. Витрати сітьової води на ділянці (1-2)

$$G_{1-2} = \frac{Q_{1-2}}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{5,55 \times 10^6}{4187(150 - 70)} = 16,57 \text{ кг/с}$$

$\tau_1 = 150^\circ\text{C}$, $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$ - температура, води в подавальному та зворотному трубопроводах теплової мережі, відповідно, $c = 4187$ Дж/кг $\times^\circ\text{C}$.

10. При визначених витратах води в трубопроводі й заданих величина питомих втрат тиску для кожного з варіантів за допомогою номограм (рис. 1.19) знаходимо діаметри трубопроводу і відповідні дійсні питомі втрати тиску на ділянці (1 - 2):

I варіант - $d = 200$ мм, $i_d = 1,9$ мм вод.ст./м.

II варіант - $d = 150$ мм, $i_d = 6,5$ мм вод.ст./м.

III варіант - $d = 125$ мм, $i_d = 20$ мм вод.ст./м.

11. Втрати тиску на ділянці (1 - 2):

$$H_{1-2} = i_d \times l_{1-2} (1 + K_m);$$

I варіант - $H_{1-2} = 1,9 \times 100 (1 + 0,3) = 247$ мм вод.ст.

II варіант - $H_{1-2} = 6,5 \times 100 (1 + 0,3) = 845$ мм вод.ст.

III варіант - $H_{1-2} = 20 \times 100 (1 + 0,3) = 2600$ мм вод.ст.

$K_m = 0,3$ - коефіцієнт, що враховує втрати тиску в місцевих опорах теплової мережі.

Аналогічно визначаємо діаметри і втрати тиску на інших ділянках теплотраси. Результати гідравлічного розрахунку подані в табл. 1.27.

12. Втрати тиску в трубопроводах головної магістралі в цілому (від точки 1 до точки 5) для варіантів

$$H_1 = \Delta H_{1-2}^I + \Delta H_{2-3}^I + \Delta H_{3-4}^I + \Delta H_{4-5}^I = 247 + 650 + 390 + 2600 = 3887 \text{ мм}$$

вод. ст. = 3,89 м вод. ст.

$$\Delta H_{II} = 245 + 1560 + 1040 + 5750 = 9195 \text{ мм вод. ст.} = 9,195 \text{ м вод. ст.}$$

$$\Delta H_{III} = 2600 + 4680 + 4550 + 35750 = 47580 \text{ мм вод. ст.} = 47,58 \text{ м вод. ст.}$$

13. Необхідний напір сітьових насосів з урахуванням втрат тиску в подавальному і зворотному трубопроводах теплотраси

$$H = 2\Delta H + H_m$$

$H_m = 35$ м вод.ст. - необхідний напір води на вводі в мікрорайон -(прийнятий однаковим для всіх мікрорайонів)

I варіант - $H_I = 2 \times 3,89 + 35 = 42,78$ м вод.ст.

II варіант - $H_{II} = 2 \times 9,195 + 35 = 53,39$ м вод.ст.

III варіант - $H_{III} = 2 \times 47,58 + 35 = 140,16$ м вод.ст.

Таблиця 1.27 – Результати гідравлічного розрахунку ділянок головної магістралі теплової мережі

№ ділянки	Теплове навантаження	Витрата води, л/с	Довжина ділянки	№ варіанта	Діаметр, мм	Втрати тиску	
						Питомі, мм/м	На ділянці H , мм
1-2	$0,55 \times 10^6$	16,57	100	I.	200	1,9	247
				II.	150	6,5	845
				III.	125	20	2600
2-3	$9,99 \times 10^6$	29,8	200	I.	250	2,5	650
				II.	200	6,0	1560
				III.	150	18	4600
3-4	$12,48 \times 10^6$	37,3	100	I.	250	3,0	390
				II.	200	8,0	1040
				III.	150	35	4550
4-5	$15,25 \times 10^6$	45,5	500	I.	250	4,0	2600
				II.	200	15	5750
				III.	150	55	35750

14. Потужність - насосних установок

$$N = \frac{HGg}{1000\eta_n},$$

$G=45,5$ кг/с - витрата сітьової води для забезпеченню тепlopостачання міста в цілому (витрата води через ділянку 4 - 5); $g=9,8$ м/с² - прискорення вільного падіння; η_n - к.к.д. насосів (прийнятий рівним 0,65).

$$\text{I варіант.} - N_I = \frac{42,78 \times 45,5 \times 9,8}{1000 \times 0,65} = 29,35 \text{ кВт}$$

$$\text{II варіант} - N_{II} = \frac{53,39 \times 45,5 \times 9,8}{1000 \times 0,65} = 36,63 \text{ кВт}$$

$$\text{III варіант} - N_{III} = \frac{130,16 \times 45,5 \times 9,8}{1000 \times 0,65} = 89,29 \text{ кВт}$$

15. Витрати електроенергії для транспортування теплоносія за рік (за опалювальний період)

$$N_e = N \times n_0 \times 24$$

$n_0=189$ діб - тривалість опалювального періоду;

$$N_{e,I} = 29,35 \times 189 \times 24 = 13313 \text{ кВт} \times \text{год}$$

$$N_{e,II} = 36,63 \times 189 \times 24 = 166154 \text{ кВт} \times \text{год}$$

$$N_{e,III} = 89,29 \times 189 \times 24 = 407877 \text{ кВт} \times \text{тод.}$$

16. Капітальні вкладення в насосні установки

$$K_H = N \times S_H; S_H = 20,8 \text{ грн/кВт.}$$

17. Експлуатаційні витрати (вартість витраченої за рік електроенергії)

$$C_H = N_e S_e; S_e = 0,15 \text{ грн/кВт} \times \text{год.}$$

Результати розрахунків для варіантів за п.п. 16, 17 подані в табл. 1.28.

Таблиця 1.28 – Економічні показники роботи насосних установок

Показник\Варіант	I.	II.	III.
K_H , грн	610,48	761,9	1857,2
C_H , грн	19970	24923	61181

18. Капітальні вкладення в спорудження теплотраси для першого варіанта (при прокладанні в непрохідних каналах)

$$K_T^I = K_{1-2}^{II} \times l_{1-2} + K_{2-3}^{II} \times l_{2-3} + K_{3-4}^{II} \times l_{3-4} + K_{4-5}^{II} \times l_{4-5} =$$

$$= 407 \times 100 + 607,8 \times 200 + 607,8 \times 100 + 607,8 \times 500 = 526940 \text{ грн.}$$

Величина питомих (на 1 м довжини) капітальних вкладень для ділянок K^{II} визначені за табл. 3.25 по величині діаметра трубопроводу на кожній ділянці.

19. Експлуатаційні витрати для теплотраси за першим варіантом виконання

$$C_T^I = C_{1-2}^{II} \times l_{1-2} + C_{2-3}^{II} \times l_{2-3} + C_{3-4}^{II} \times l_{3-4} + C_{4-5}^{II} \times l_{4-5} =$$

$$= 42,8 \times 100 + 52,4 \times 200 + 52,4 \times 10 + 52,4 \times 500 = 46200 \text{ грн/рік.}$$

Аналогічно розрахункам за п.п. 18, 19 визначені вартісні показники для другого та третього варіантів. Результати подані в табл. 1.29.

Таблиця 1.29 – Вартість спорудження і експлуатації теплотраси

№ ділянки	I. варіант				II. варіант				III. варіант			
	K^{II} , грн/м	C^{II} , грн/м	K , тис. грн.	C , тис. грн	K^{II} , грн/м	C^{II} , грн/м	K , тис. грн	C , тис. грн	K^{II} , грн/м	C^{II} , грн/м	K , тис. грн	C , тис. грн
1-2	407	42,8	40,7	4,28	301	33,4	30,1	3,34	298	31	29,8	3,1
2-3	607,8	52,4	121,4	104,8	407	42,8	81,4	8,316	301	33,4	60,2	6,68
3-4	607,8	52,4	60,7	5,24	407	42,8	40,7	4,28	301	33,4	30,1	3,34
4-5	607,8	52,4	303,9	26,2	407	42,8	203,5	21,4	301	33,4	150,5	16,7
В цілому для траси (1-5)			526,9	46,2			355	37,34			270,6	29,82

20. Загальні витрати (без урахування таких факторів, як, наприклад зміна втрат теплоти при транспортуванні) для першого варіанта

$$3' = (K_H^1 + K_T^1)E + (C_H^1 + C_T^1) = (610,48 + 526900)0,15 + (19970 + 46200) = 145296 \text{ грн.}$$

$E=0,15$ - коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

для другого варіанта $3'' = (761,9 + 355700)0,15 + (24923 + 21400) = 99792 \text{ грн}$

для третього варіанта $3''' = (1857,2 + 270600)0,15 + (61181 + 16700) = 118750 \text{ грн}$

Графічна інтерпретація результатів розрахунків подана на рис. 1.27. Як свідчать наведені дані, мінімальна величина витрат має місце при значеннях питомих втрат тиску $5 < i < 8 \text{ мм вод.ст./м}$, тобто доцільним є другий варіант.

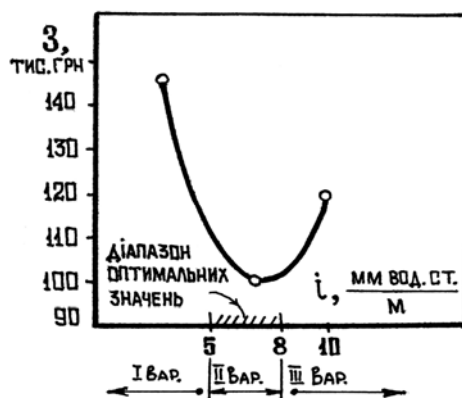


Рис. 1.27 – Порівняння варіантів виконання теплотраси (до прикладу 1.1)

Приклад 1.2. Розрахунок фрагмента квартальної мережі гарячого водопостачання. Розрахункова схема подана на рис. 1.28. Квартал забудований 12-поверховими будинками. При обчисленнях прийняти геодезичну різницю відміток для будинків А, Б рівною 0, для будинку В рівною 2 м, геометричну висоту підймання води у будівлях 41 м, втрати напору у квартирній підводці $H_k = 5,5 \text{ м}$, вільний напір у диктуючому приладі $H_g = 3 \text{ м}$, напір води після водопідігрівної установки $H' = 600000 \text{ Па}$. Втрати тиску у секційному вузлі в режимі водорозбору прийняти 41080 Па .

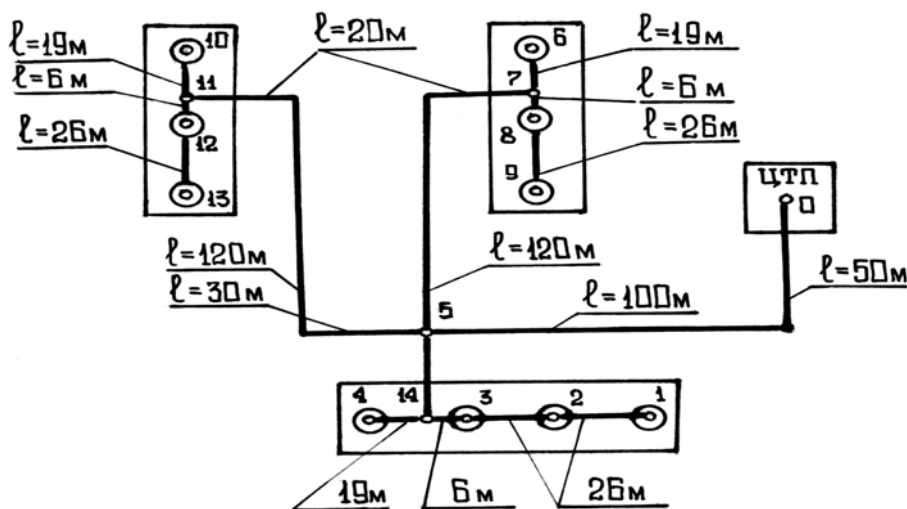


Рис. 1.28 – Схема квартальної мережі гарячого водопостачання

Розв'язання

Результати обчислення параметра A для віток мережі і питомих втрат тиску наведені в табл. 1.30.

Таблиця 1.30 – Визначення питомих втрат тиску для віток мережі ($K_l = 0,2$)

№ вітки	№ секційного вузла	$H_{P,uz}$, м вод. ст.	$\sum H_l$, м вод. ст.	Довжина вітки, м	A , кПа/м	Питомі втрати i_{nod} , Па/м
	9	56,5	3,5	322	0,109	91
	13	56,5	3,5	352	0,099	82,5
	1	54,6	5,4	228	0,237	197,5

Відповідно до даних табл. 1.30 вітка II приймається як головна.

Вважаючи, що $g^h / g^{cir} > 2,1$, витрати гарячої води на ділянках головної вітки обчислюємо при $K_{cir} = 0$, в залежності від кількості приладів та вірогідності їх дії. Вибір діаметрів ділянок головної вітки здійснюють при відомих витратах води на ділянках і питомих втрат тиску на вітці $i = 82,5$ Па/м. Результати розрахунків трубопроводів головної вітки подані в табл. 1.31.

Вибір діаметрів трубопроводів відгалуження (5-9) виконуємо при умові рівності втрат тиску на ділянках (5-9) і (5-13), тобто

$$H_{5-9} = H_{5-13} = H_{5-11} + H_{11-12} + H_{12-13} = 13260 + 864 + 2730 = 16854 \text{ Па}$$

Питомі втрати тиску на відгалуженні, що розглядається

$$i'_{5-9} = \frac{H_{5-9}}{l_{5-9}(1 + K_l)} = \frac{16854}{172 \times (1 + 0,2)} = 81,66 \text{ Па/м}$$

Аналогічно визначають питомі втрати тиску для інших відгалужень від головної вітки.

$$H_{5-1} = H_{5-13} = 16854 \text{ Па}, i'_{5-1} = \frac{H_{5-1}}{l_{5-1}(1 + K_l)} = \frac{16854}{78 \times (1 + 0,2)} = 180,1 \text{ Па/м}$$

Вибір діаметрів циркуляційних трубопроводів розпочинаємо з головної вітки, з її розподільчої частини внутрішньодомової системи від найбільш віддаленого секційного вузла.

Витрати гарячої води у режимі циркуляції через кінцеві на вітках секційні вузли прийняті за результатами розрахунків секційного вузла.

$$g_{uz,13} = g_{uz,10} = g_{uz,1} = g_{uz,4} = g_{uz,9} = g_{uz,6} = 0,25 \text{ л/с}$$

Витрати циркуляційної води через інші секційні вузли (при розрахунках прийнято $\psi = 1$, $\beta = 1,6$):

$$g_{uz,12} = g_{uz,8} = 0,25 \sqrt{1 + 1,6 \times \frac{26}{26}} = 0,403 \text{ л/с};$$

$$g_{uz,2} = 0,25 \sqrt{1 + 1,6 \times \frac{26}{52}} = 0,335 \text{ л/с};$$

$$g_{uz,3} = 0,25 \sqrt{1 + 1,6 \times \frac{52}{52}} = 0,403 \text{ л/с}.$$

Таблиця 1.31 – Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів гарячого водопостачання

№ ділянки	g^h , л/с	V , м/с	i_∂ , Па/м	d_∂ , мм	l_∂	Втрати тиску H , Па	Втрати теплоти	
							Питомі Вт/м	На ділянці, Вт
Головна вітка								
13-12	1,47	0,47	87,5	65	26	2730	33,18	862,68
12-11	2,94	0,65	120	80	6	864	37,12	222,72
11-5	4,41	0,55	65	100	17 0	13260	42,92	7296,4
5-0	14,7	0,8	80	150	15 0	14400	48072	7308
Відгалуження (10-11) $i = 189,2$ Па/м								
10-11	1,47	0,47	87,5	65	19	1995	33,18	630,42
Відгалуження (5-9) $i' = 81,66$ Па/м								
9-8	1,47	0,47	87,5	65	26	2730	33,18	862,68
8-7	2,94	0,65	120	80	6,0	864	37,12	222,72
7-5	4,41	0,8	65	100	14 0	10920	42,92	5196,8
Відгалуження (5-1) $i' = 180,1$ Па/м								
1-2	1,47	0,47	87,5	65	26	2730	33,18	862,68
2-3	2,94	0,65	120	80	26	3744	37,12	965,12
3-14	4,41	0,77	140	90	6	1008	40,02	240,12
14-5	5,88	0,75	290	90	20	6960	40,02	800,4

Питомі втрати тиску на ділянках циркуляційних трубопроводів внутрішньодомової розподільчої системи. Для ділянки (13-12) втрати напору в подавальному трубопроводі при циркуляційних витратах води становлять

$$H_{nod}^{cir} = 2730 \left(\frac{0,25}{1,47} \right)^2 = 79 \text{ Па}$$

$$i_{cir,d} = \frac{1,6 \times 41080,2 - 79}{26(1 + 0,2)} = 2104 \text{ Па/м}.$$

Втрати напору в секційному вузлі в режимі циркуляції прийняти

$H_{uz} = 41080,2$ Па за даними розрахунків вузла.

При визначенні питомих втрат тиску на головній циркуляційній магістралі головної вітки прийняті такі дані: напір циркуляційного насосу $H_n = 250000$ Па, втрати тиску в теплообмінному апараті водопідігрівної установки $H_{en} = 55000$ Па (цю величину можна визначити при розрахунках теплообмінників).

$$H_{cir} = 250000 - 55000 - (635 + 556) - (79 + 42,6) - (15290 + 2520) - 41080,2 = 134797,2 \text{ Па};$$

$$i_{cir} = \frac{134797,2}{352 \times 1,2} = 319 \text{ Па/м.}$$

Результати розрахунків головної вітки наведені в табл. 1.32. Питомі втрати тиску для розрахунків відгалужень від головної циркуляційної магістралі дорівнюють

$$\begin{aligned} i'_{cir,10-11} &= \frac{(H_{nod,13-12}^{cir} + H_{nod,12-11}^{cir} + H_{13-12} + H_{12-11} + H_{uz,13} - (H_{nod,10-11}^{cir} + H_{uz,10}))}{L_{11-10}(1 + K_l)} = \\ &= \frac{(79 + 40,6 + 15290 + 41080,2 - (79 + 41080,2))}{19(1 + 0,2)} = \frac{59011,82 - 41159,2}{22,8} = 783 \text{ Па/м}; \\ i'_{cir,9-5} &= \frac{(79 + 42,6 + 4277 + 15290 + 2520 + 41080,2 - (79 + 42,6 + 457,8 + 41080,2))}{172(1 + 0,2)} = \\ &= \frac{63288,8 - 41659,6}{172 \times 1,2} = 104,8 \text{ Па/м}; \\ i'_{cir,1-5} &= \frac{(63288,8 - (79 + 1482 + 50,8 + 3085 + 41080,2))}{78 \times 1,2} = \frac{63288,8 - 41666,7}{78 \times 1,2} = 2321 \text{ Па/м.} \end{aligned}$$

Результати розрахунків відгалужень для визначених питомих втрат тиску і циркуляційних витратах води на ділянках відгалужень подані в табл. 1.32.

Розбіжність визначення втрат тиску для відгалужень:

відгалуження (9-5)

$$\Delta = \frac{\sum H_{5-13} - \sum H_{5-9}}{\sum H_{5-13}} \times 100\% = \frac{63288,8 - (41659,6 + 20160)}{63288,8} = 2,3\% < 10\%$$

відгалуження (1-5)

$$\Delta = \frac{\sum H_{5-13} - \sum H_{5-1}}{\sum H_{5-13}} \times 100\% = \frac{63288,8 - 67706}{63288,8} = -7\% < 10\%$$

Таблиця 1.32 – Результати гідравлічного розрахунку циркуляційних трубопроводів гарячого водопостачання

№ ділянки	g^h , л/с	g^{cir} , л/с	l , м	$H_{под}^{cir}$, Па	d^{cir} , мм	V^{cir} , м/с	Втрати тиску	
							питомі, Па/м	H , Па
Головна вітка; $i_{cir} = 319$ Па/м								
13-12	1,47	0,25	26	79	25	0,6	490	15290
12-11	2,94	0,653	6	42,6	25	1,25	350	2520
11-5	4,41	0,903	170	4277	40	0,6	500	102000
5-0	14,7	3,024	150	635	65	0,85	350	63000
Відгалуження (10-11); $i'_{cir} = 783$ Па/м								
10-11	1,47	0,25	19	79	25	0,6	490	11172
Відгалуження (9-5); $i'_{cir} = 104,8$ Па/м								
5-9	4,41	0,903	140	457,8	50	0,4	120	20160
Відгалуження (1-5); $i'_{cir} = 232,1$ Па/м								
1-2	1,47	0,25	26	79	25	0,6	500	15600
2-3	2,94	0,585	26	148,2	40	0,65	230	7176
3-14	4,41	0,99	6	50,8	50	0,55	170	1224
14-5	5,88	1,238	20	308,5	65	0,4	85	2040

Контрольні запитання

1. Вказати параметри, що визначають витрату теплоти на опалення, гаряче водопостачання і вентиляцію будівель.
2. Дати характеристику основним елементам системи централізованого теплопостачання.
3. Перелічити основне обладнання водогрійної котельні.
4. Обґрунтувати переваги комбінованого вироблення теплової і електричної енергії на ТЕЦ у порівнянні з роздільним способом.
5. Сформулювати недоліки і переваги застосування централізованих і місцевих джерел теплопостачання.
6. Назвати основні елементи теплових мереж.
7. Сформулювати призначення і основні типи компенсаторів лінійних подовжень.
8. Охарактеризувати теплоізоляційні матеріали, що застосовують при влаштуванні теплових мереж.
9. Назвати приклади опорних конструкцій при прокладанні теплотраси.
10. Перелічити способи приєднання систем опалення до теплових мереж.
11. Назвати мету і порядок гідравлічного розрахунку теплових мереж.
12. Сформулювати особливості гідравлічного розрахунку за допомогою номограм.
13. Назвати призначення теплових пунктів, дати їм класифікацію.
14. Дати характеристику схемам приєднання підігрівних установок гарячого водопостачання.
15. Пояснити переваги двоступінчатих схем приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання до теплових мереж.

2. ГАЗОПОСТАЧАННЯ

2.1. Призначення, класифікація, влаштування систем газопостачання

Призначення систем газопостачання

Системи газопостачання призначені для транспортування і розподілу газу між споживачами на побутові, комунально-побутові й технологічні потреби.

Газопостачання міст може здійснюватися природним газом, що добувається з надр землі, зрідженим газом, одержуваним з побіжного нафтового газу, і коксовим газом, вироблюваним на заводах шляхом термічної обробки твердого палива без доступу повітря. У порівнянні з твердим газоподібне паливо має такі переваги:

- воно, як правило, більш економічне;
- поліпшує санітарно-гігієнічний стан міста (відсутність викиду в атмосферу вугільного пилу, золи і сірчистих газів);
- полегшує працю людини в побуті і на виробництві;
- звільняє внутрішньоміський транспорт від перевезень палива і територію міста від складів палива і відвалів золи та шлаку;
- застосування газу полегшує автоматизацію теплових виробничих процесів і скорочує чисельність обслуговуючого персоналу, дозволяє здійснити економічно ефективні технологічні процеси.

Найбільшу цінність для газопостачання міст становлять природні гази, що складаються, головним чином, з вуглеводів метанового ряду. Особливістю природних газів є їхня висока теплотворна здатність, низький вміст баласту і для більшості родовищ - відсутність сірководню та інших шкідливих домішок.

Газове господарство населених місць складається з таких основних споруд: газорозподільні станції ГРС (природний газ) або газові заводи (штучний газ), газгольдерні станції, зовнішні розподільні газопроводи різного тиску, газорегуляторні пункти ГРП, відгалуження і вводи на об'єкти, які використовують газ, а також внутрішні газопроводи і прилади споживання газу.

Класифікація систем газопостачання

Основним елементом міських систем газопостачання є газопроводи, які класифікують за тиском газу і призначенням.

Залежно від максимального робочого тиску газу газопроводи підрозділяють на такі категорії:

- 1) низького тиску – з тиском газу не більше 5 кПа;
- 2) середнього тиску – з тиском газу від 5 кПа до 0,3 МПа;
- 3) високого тиску: I категорії з тиском газу більше 0,6 й до 1,2 МПа;

II категорії з тиском газу більше 0,3 й до 0,6 МПа.

Газопроводи низького тиску призначаються для постачання газом житлових і громадських будівель, а також дрібних промислових і комунально-побутових підприємств.

Газопроводи середнього і високого (II категорії) тиску прокладають для живлення розподільних газопроводів низького і середнього тиску (через газорегуляторні пункти), а також промислових і комунально-побутових підприємств (через місцеві газорегуляторні установки).

Газопроводи високого тиску (з тиском газу більше 0,6 МПа) призначені для подачі газу до міських газорегуляторних пунктів, а також до підприємств, технологічні процеси яких потребують застосування газу високого тиску.

За виглядом у плані системи розподілу газу поділяються на тупикові, кільцеві й змішані. Конфігурація газових мереж, а також робочий тиск в них в умовах міста впливають на розміщення ГРС, ГРП.

За числом ступенів тиску в газових мережах системи газопостачання поділяються на одно-, дво-, три- і багатоступінчасті (рис. 2.1). Необхідність сумісного застосування декількох ступенів тиску газу в містах виникає з-за великої протяжності міських газопроводів, які несуть великі газові навантаження, наявності споживачів, які потребують різних тисків, через умови експлуатації та ін.

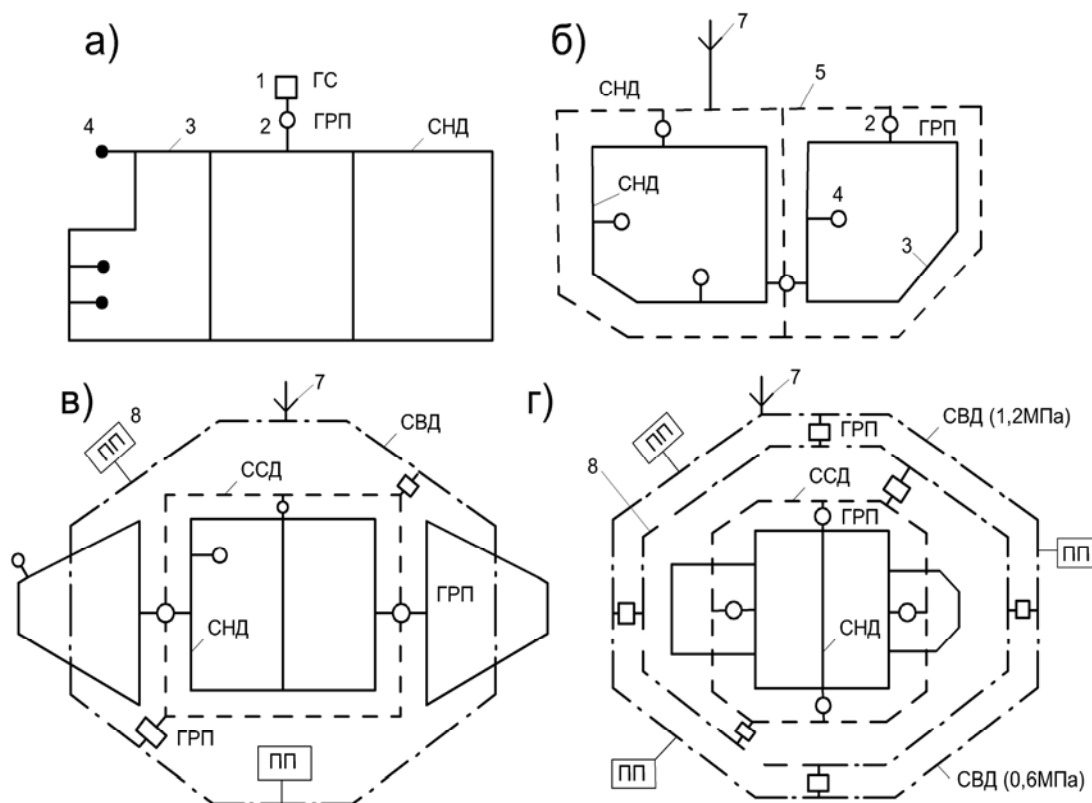


Рис. 2.1 - Системи газопостачання населених місць:

а – одноступінчаста; б – двоступінчаста; в – триступінчаста; г – багатоступінчаста; 1 – групова установка газу зрідженого (ГС); 2 – газорегуляторний пункт (ГРП); 3, 5, 6 – відповідно трубопроводи низького (СНД), середнього (ССД) і високого (СВД) тиску; 4 – відгілення до споживачів; 7 – газорозподільна станція; 8 – промислове підприємство (ПП)

На рис. 2.1, а представлена схема одноступінчастої системи розподілу газу, що складається з газгольдерної станції низького тиску, кінцевого газорегуляторного пункту низького тиску, кільцевих газопроводів низького тиску, відгалужень до споживачів і тупикового газопроводу низького тиску. При живленні від однієї точки газові мережі мають великі діаметри, а розподіл газу по мережі характеризується відносно великою нерівномірністю. Тому звичайно живлення мережі газом здійснюється в декількох точках, для чого застосовують газорозподільні станції.

На рис. 2.1, б наведена схема двоступінчастої системи газопостачання. Газ середнього тиску по газопроводу підводиться до газорегуляторних пунктів, які розташовуються поза кварталом на вільних від забудови майданчиках. Із газорегуляторних пунктів після зниження тиску газ надходить до газопроводів низького тиску, з яких через вводи від підводиться до внутрішньодомової мережі.

У великих містах з розвинутою промисловістю при наявності споживачів газу середнього тиску може застосовуватись три- або багаступінчаста системи розподілу газу: високого (однієї або двох категорій), середнього і низького тиску (рис. 2.1, в, г). У цьому разі газ від джерела подається до окремих районів міста під високим тиском (рис. 2.1, г) на регуляторні пункти, які знижують тиск газу до середнього. У середині районів розташовані ГРП, що знижують тиск газу до низького. На ці станції газ надходить по газопроводах середнього тиску. Мережа низького тиску має найбільші розгалуження і протяжність.

У системі газопостачання можуть бути передбачені також комбіновані ГРП, які одночасно знижують тиск газу від високого до середнього й від середнього до низького.

Залежно від потреби у визначеному напорі газу окремі споживачі можуть підключатись до будь-якої мережі за допомогою індивідуальних регуляторних установок. Необхідність встановлення індивідуальних регуляторів тиску, які збільшують вартість будівництва і ускладнюють експлуатацію газових мереж, є недоліком розподільних мереж середнього й високого тиску.

При виборі тієї чи іншої схеми розподільної мережі слід пам'ятати, що самою раціональною з них буде та, яка задовольнить наступним основним вимогам: 1) забезпечує подачу усім споживачам розрахункової кількості газу заданого тиску; 2) має найменшу будівельну й експлуатаційну вартість; 3) надійна в роботі. Тип розподільної мережі для даного об'єкта обирають залежно від конкретних місцевих умов: характеру забудови, наявності тих чи інших споживачів, необхідного тиску газу, який надходить до об'єкта та ін.

Провести строгу класифікацію міських газопроводів за призначенням представляється задачею достатньо складною, бо структура і побудова мереж в основному визначаються ієрархічними рівнями. Але міські газопроводи можна поділити на такі три групи:

1) розподільні газопроводи, по яких газ транспортують по території, яка забезпечується газом, і подають його промисловим споживачам, комунальним підприємствам і в житлові будинки. Розподільні газопроводи бувають високого, середнього і низького тиску, кільцеві й тупикові, а їх конфігурація залежить від характеру планування міста;

2) абонентські відгалуження, що подають газ від розподільних мереж до окремих споживачів або до групи споживачів;

3) внутрішньобудинкові газопроводи, що транспортують газ всередині будівлі й розподіляють його по окремих приладах.

2.2. Джерела газопостачання

Для газопостачання міст і промислових підприємств у наш час широко застосовують природні гази. Їх видобувають з надр землі. Вони являють собою суміш різних вуглеводнів метанового ряду. Природні гази не містять водень, окиси вуглецю і кисню. Вміст азоту і вуглекислого газу звичайно буває невисоким. Гази деяких родовищ містять у невеликих кількостях сірководень.

Природні гази можна поділити на три групи. Гази, які видобувають з чисто газових родовищ. Вони в основному складаються з метану і є пісними або сухими. Важких вуглеводнів (від пропану й вище) сухі гази вміщують менше 50 г/м^3 .

Гази, що виділяються із свердловини нафтових родовищ сумісно з нафтою, називають попутними. Окрім метану вони містять значну кількість більш важких вуглеводнів (звичайно більше 150 г/м^3) і є жирними газами. Жирні гази являють собою суміш сухого газу, пропан-бутанової фракції і газового бензину. Гази, які видобувають із конденсатних родовищ, складаються із суміші сухого газу й парів конденсату, який випадає при зниженні тиску (процес зворотної конденсації). Пари конденсату являють собою суміш парів важких вуглеводнів, які вміщують C_5 і вище (бензину, лігроїну, керосину). Сухі гази легше повітря, а жирні легше або важче залежно від вмісту важких вуглеводнів. Нижча теплота згоряння попутних газів вище і змінюється від 38000 до 63000 кДж/м³.

На газо-бензинових заводах з попутних газів виділяють газовий бензин – пропан-бутанову фракцію, яку використовують для газопостачання міст у вигляді зрідженого газу.

Видобування природного газу

Видобуванню природного газу передують геологічні дослідження надр землі, що супроводжуються бурінням розвідувальних свердловин до передбачуваних газонесних пластів, а також техніко-економічними обґрунтуваннями доцільності промислової розробки досліджуваного родовища.

Потужність газонесних пластів, які складаються з порід із пористою структурою, доходить іноді до сотні метрів.

З більшості свердловин, які тепер експлуатують, дістають газ з глибини 2000 м. Отже тиск газу в пласту такої глибини становить 20 МПа. Герметичність родовищ газу пояснюється тим, що навколо газоносного шару є газонепроникні породи.

[illegible]

1 – газоносний пласт; 2 – газонепроникна порода; 3 – цементний розчин; 4 – об’ємна колона;
5 – фонтанна труба; 6 – устя свердловини; 7 – фонтанна „ялинка”; 8 – манометри; 9 – штуцер;
10 – газопромисловий трубопровід; 11 – колектор; 12 – промислова газорозподільна станція
(ПГРС); 13 – магістральний газопровід; 14 – компресорна станція; 15 – газопровід, що
з’єднує магістральний газопровід і підземне сховище газу; 16 – підземне сховище газу;
17 – газорозподільна станція; 18 – міський газопровід

При роторному бурінні двигун міститься на поверхні землі. Механічна енергія від двигуна до долота, що розробляє породу, передається через колону обертових бурильних труб, які нарощують у міру просування бурильного долота. Частинки вибуреної породи видаляють із свердловини так: насос бурильними трубами подає промивальний глиняний розчин, який кільцевим зазором між бурильними трубами і стінками свердловини виносить з вибою на поверхню землі розроблений ґрунт. Густина розчину, який забезпечує піднімання розроблених частинок породи, має бути більшою від густини води на 30 %.

64

нерухомих бурильних трубах, забезпечує обертання долота. Розроблену породу і розчин видаляють так само, як і в процесі роторного буріння.

Під час електричного буріння долото обертається електродвигуном, розміщеним у свердловині.

Для запобігання обвалюванню стінок свердловини застосовують обсадні сталеві труби, які з'єднують за допомогою нарізних муфт. Всередині обсадних труб установлюють фонтанні труби, по яких газ виходить із пласта до устя свердловини. Простір між фонтанною і обсадною трубами заливають біля вибою свердловини розчином цементу на висоту 25 м. Затрубний простір свердловини також заповнюють цементним розчином.

На устя газової свердловини встановлюють фонтанну „ялинку”, крізь засувки якої забезпечують вихід газу до промислової ГРС.

Витрату газу засувками не регулюють, бо від цього вони дуже швидко виходять з ладу. Для зниження великого пластового тиску в „ялинці” є спеціальний штуцер, який, створюючи великий місцевий опір, сприяє зниженню тиску газу до 7,5 МПа.

Газ зниженого тиску надходить газозбірними мережами на промислову газорозподільну станцію, де його очищають від пилу і газового бензину, що випадає з газу при зниженні його тиску; там же обліковують кількість газу, що надходить у магістральний газопровід.

2.3. Обладнання мереж газопостачання. Газорозподільні пункти

Зберігання газу

Газгольдери, які застосовують для зберігання газу, являють собою металеві резервуари постійного об'єму циліндричної (рис. 2.3) або сферичної форми.

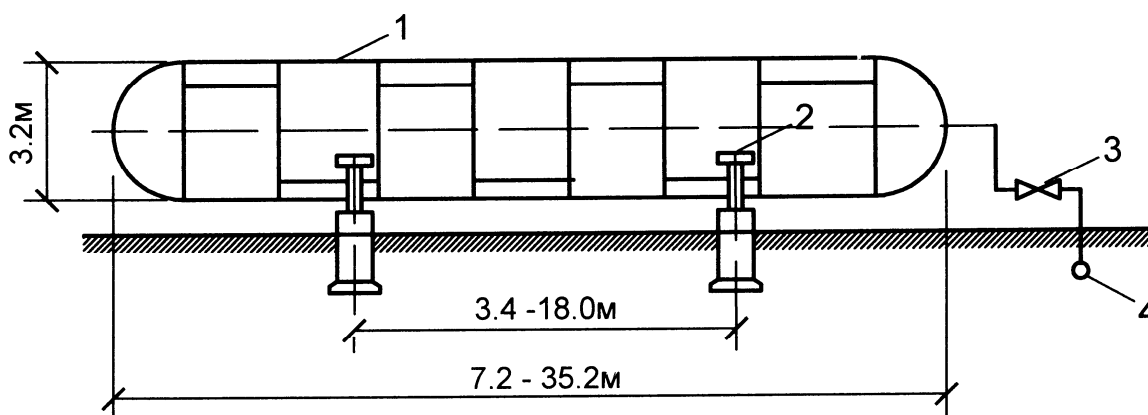


Рис. 2.3 – Газгольдер постійного об'єму:
1 – сталева оболонка; 2 – опора; 3 – засувка; 4 – колектор

Газом газгольдер наповнюють у ті години доби, коли місто одержує газу більше, ніж витрачає. Тиск газу в газгольдерах може бути до 1,8 МПа; місткість одного газгольдера – до 2500 м³.

Розміщують газгольдери групами на спеціальних майданчиках. Циліндричні газгольдери найчастіше встановлюють у горизонтальному положенні. Через велику вартість газгольдерів їх застосовують тепер тільки в системах газопостачання великих міст.

Замість газгольдерів для зберігання добового й погодинного лишків горючого природного газу тепер широко використовують кінцеві ділянки магістральних газопроводів. Уночі, коли місто витрачає мало газу, в цих ділянках залишається невикористаною певна кількість газу і підвищується тиск у трубах. Удень, в години найбільшого споживання, газ, що нагромадився у трубах, використовують у міських газових мережах. Місячну нерівномірність споживання газу вирівнюють за допомогою газу з підземних сховищ. Для спорудження таких сховищ використовують нещільності землі, підземні виснажені водоносні пласти, куди після перевірки їх герметичності подають із магістрального газопроводу газ.

Підземні сховища газу неметаломісткі, економічні й довговічні, їх широко використовують для газопостачання міст.

Газорегуляторні пункти

У газорегуляторних пунктах (ГРП) знижується тиск газу, його очищають від механічних домішок і в деяких випадках обліковують кількість газу, який пройшов.

Залежно від призначення ГРП бувають міські, які живлять газом високого або середнього тиску мережі загальноміської системи розподілу газу, районні, які подають газ низького тиску в міські райони або квартали, об'єктні, які живлять газом високого, середнього або низького тиску промислові й комунальні підприємства та окремі споруди.

Будівлі міських і районних ГРП розміщують звичайно всередині мікрорайону або кварталу в зеленій смузі на відстані не менше 10 м від будівель і споруд.

Об'єктні ГРП розміщують безпосередньо на території промислових і комунальних підприємств в окремих будівлях або прибудовах.

До складу основного технологічного обладнання ГРП (рис. 2.4) входять: фільтр для очищення газу від пилу; регулятор тиску, який знижує тиск до заданої величини; запобіжний запірний клапан, який припиняє подачу газу споживачеві, коли регулятор тиску не забезпечує потрібного зниження тиску газу; гідрозатвор, який скидає газ в атмосферу, щоб не допустити підвищення тиску газу на виході з ГРП і щоб не заклався запобіжний клапан. Обвідний газопровід служить для забезпечення безперебійного газопостачання споживачів на випадок виходу з ладу регулятора тиску. Якщо газ пропускають через обвідний газопровід, тиск його регулюють вручну за допомогою засувки обвідної лінії. Через продувальний трубопровід видаляють повітря з трубопроводів ГРП під тиском газу. Продувають недовго, до повного видалення повітря.

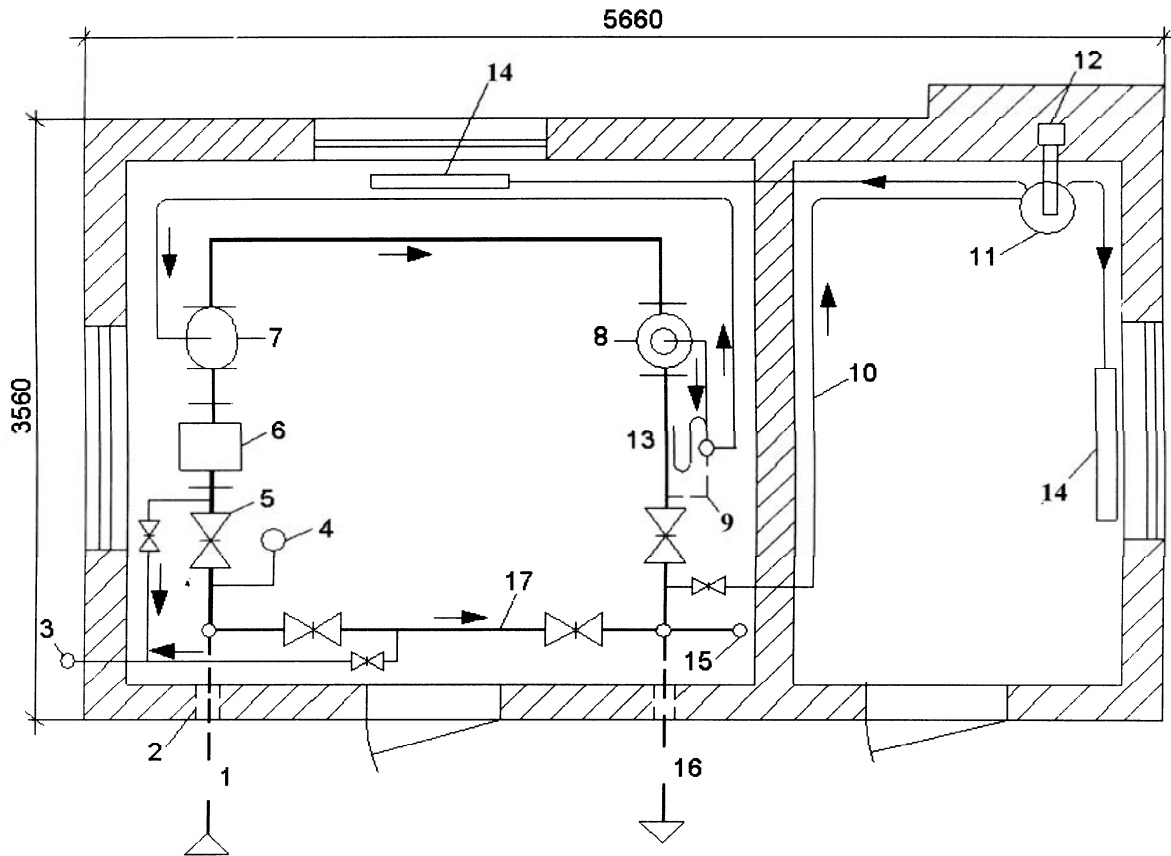


Рис. 5.1.3.1 - Обладнання газорегуляторного пункту:

- 1 – газопровід середнього або високого тиску; 2 – футляр; 3 – продувальний трубопровід;
 4 – манометр; 5 – засувка; 6 – фільтр; 7 – запобіжний запірний клапан; 8 – регулятор тиску;
 9 – імпульсні труби; 10 – газопровід низького тиску; 11 – автоматичний газовий водонагрівач (АГВ-80); 12 – димовий канал; 13 – водяний манометр; 14 – нагрівальний прилад 15 – гідрозатвор;
 16 – газопровід низького тиску; 17 – обвідна лінія

Температура повітря у приміщеннях ГРП повинна бути не нижчою від 5 °С. Для цього в них установлюють нагрівальні прилади, які одержують теплоту від систем опалення сусідніх будівель. Деякі ГРП обладнують місцевими джерелами теплопостачання, найчастіше газовими автоматичними водонагрівачами АГВ-80.

Вентилюють приміщення за допомогою вентиляційних каналів, прокладених у внутрішній стіні, або дефлекторів.

Останнім часом замість районних і об'єктних ГРП широко застосовують шафові газорегуляторні пункти (рис. 2.5), які встановлюють на залізобетонних опорах або на вогнетривких стінах газифікованих будівель. Ці газорегуляторні пункти дуже компактні, їх легко монтувати, і вони економічні, ніж ГРП, які треба розміщувати в окремих капітальних будівлях.

Кількість районних ГРП або шафових установок залежить від радіуса їх дії та витрачання газу. За радіус дії приймають середню відстань по прямій від місця розміщення ГРП до точок зустрічі потоків газу. Оптимальний радіус дії беруть у межах 0,4...0,8 км, продуктивність кожного ГРП повинна бути не більшою 1,5 тис. м³/год.

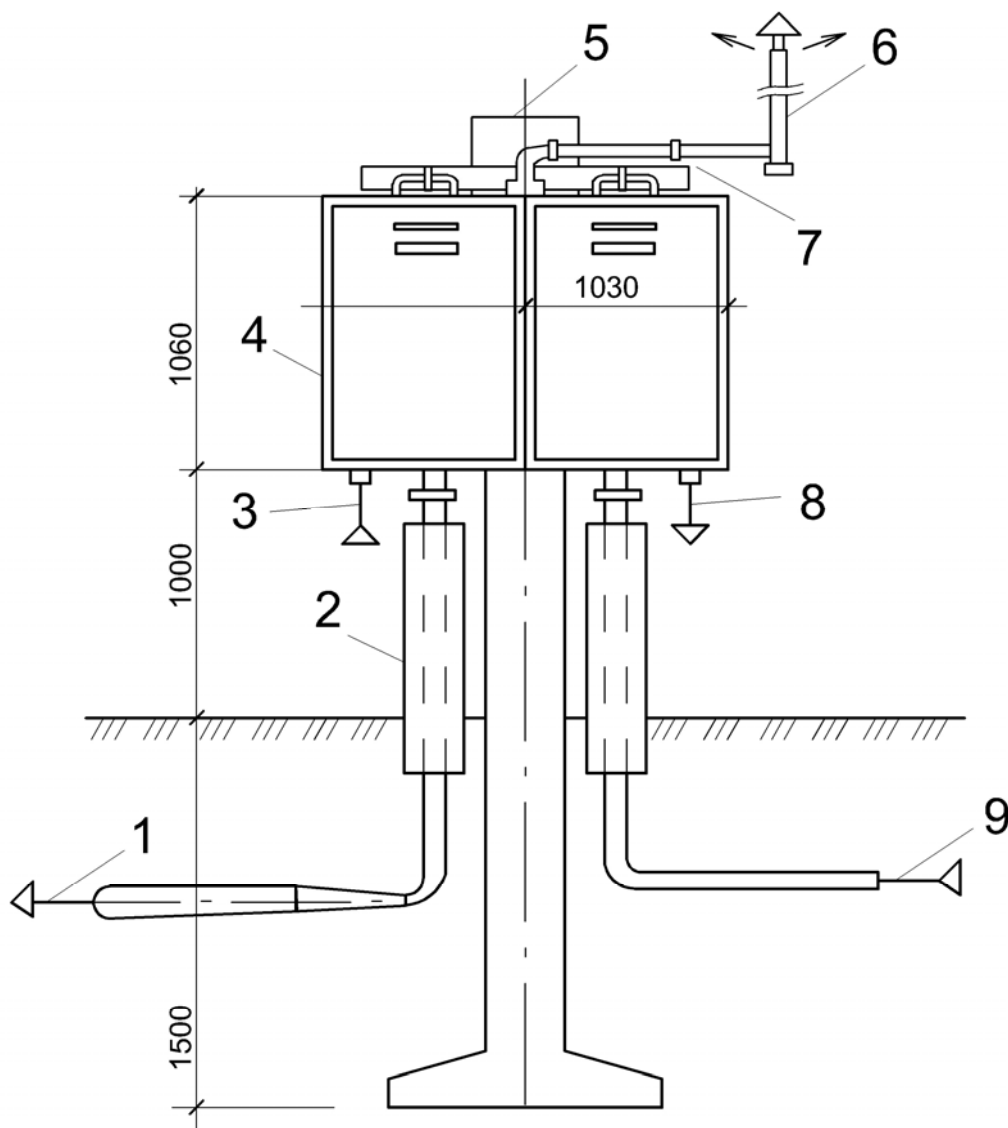


Рис. 2.5 – Шафовий газорегуляторний пункт: 1 – вихід газу; 2 – гільза; 3 – вхід гарячої води (для опалення); 4 – металева шафа з обладнанням; 5 – залізобетонний стовп; 6 – труба для скидання газу; 7 – кронштейн; 8 – вихід охолодженої води; 9 – вхід газу

2.4. Улаштування газових мереж

Труби. У сучасних умовах для прокладки газових мереж різного призначення використовують сталеві (безшовні й зварні) і пластмасові (поліетиленові і вінілпластові) труби. Труби з інших матеріалів (алюмінієві і азбестоцементні) застосовують рідко.

Сталеві труби виготовляють з вуглецевих сталей, що добре зварюються. Максимальне вміщення вуглецю у сталі не повинно перевищувати 0,27 %, сірки – 0,05, фосфору – 0,04. Вибір сталевих труб для конкретних умов трасування газопроводів повинен відповідати Інструкції із застосування сталевих труб для будівництва систем газопостачання.

Діаметр газопроводів і товщину їх стінок визначають розрахунком, однак незалежно від цього товщина стінок надземного газопроводу повинна бути не менше

2 мм, а підземного – 3; мінімальний діаметр підземних газопроводів: 50 мм – для розподільних мереж, 25 – для відгалужень до споживачів. На практиці застосовують сталеві безшовні гарячедеформовані труби зовнішнім діаметром 57...426 мм. Перевагою цих труб є постійність механічних властивостей по всьому периметру поперечного перерізу.

На практиці застосовують труби сталеві електрозварні прямошовні зовнішнім діаметром від 426 до 1620 мм, товщиною стінки від 7 до 16 мм й з спіральним швом діаметром 159...1220 мм і сталеві безшовні холодно- і тепло- деформовані зовнішнім діаметром 10...45 мм, сталеві водогазопровідні труби, виготовлені на безперервних станках, діаметром 10...150 мм.

При гідравлічних випробуваннях труби повинні витримувати тиск P (МПа):

$$P=2sR/d_{\text{вн}} \quad (2.1)$$

де s – мінімальна товщина стінки труби, мм; R – розрахунковий опір (МПа), який приймається для вуглецевої сталі рівним 85 % межі текучості, а для труб, які поставляються без нормування хімічного складу і механічних властивостей, - 1,0 МПа; $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби, мм.

Труби вважають такими, що витримали випробування, якщо в період, коли вони знаходяться під тиском, не з'являються течії, волога або залишкові деформації.

Сталеві газопроводи, які прокладають в землі, з'єднують зваркою (ручною дуговою, автоматичною електричною під флюсом і газовою). Різьбові з'єднання труб і арматури при підземній прокладці газопроводів не допускаються. Фланцеві з'єднання допускаються тільки в колодязях, в місцях встановлення арматури з фланцями, а також при встановленні компенсаторів та інших деталей.

Перевагами пластмасових труб є висока корозійна стійкість, невелика маса, а також більш легка обробка. Для підземних газопроводів використовують головним чином поліетиленові (зовнішнім діаметром до 630 мм) і вінілпластові (діаметром до 150 мм) труби. До недоліків пластмасових труб слід віднести високий коефіцієнт лінійного розширення і обмеженість температурних умов, в яких вони можуть працювати: від -60 до +40 °С – для поліетиленових та від 0 до +45 °С – для вінілпластових труб.

Арматура. На мережі газопроводів встановлюють різну арматуру й фасонні частини. Для улаштування поворотів і відгалужень, а також переходів при зміні діаметрів труб застосовують фасонні частини (відводи, трійники, хрестовини, переходи, фланці, заглушки, зварні або гарячого гнуття. Для поворотів сталевих газопроводів під різними кутами в горизонтальній і вертикальній площинах використовують сталеві відводи (коліна), які за способом виготовлення можуть бути гнутими, гладкими і зварними. Переходи (від одного діаметра труб до іншого) за способом виготовлення бувають з одним поздовжнім швом, штамповані із двох половинок з двома поздовжніми швами і пелюсткові. Трійники і хрестовини (хрести)

роблять зварними. Вони можуть виготовлятися у заводських умовах або на місці будівництва.

Запірні пристрої служать для припинення подачі або зміни витрати потоку газу в трубопроводі. До основних видів запірної арматури відносяться крани і засувки. Засувки встановлюють на магістральних мережах високого і середнього тиску. На розподільних газопроводах низького тиску (включно відгалуження і вводи) встановлюють засувки, крани і гідравлічні затвори. Гідравлічні затвори представляють собою герметичні затворні влаштування, вони можуть використовуватись також у якості збірників конденсату. Висоту гідравлічного затвору слід приймати з таким розрахунком, щоб висота стовбуру рідини забезпечувала тиск, на 200 мм стовбуру рідини більше, ніж максимальний тиск газу в мережі. Засувки на газопроводах встановлюють або в колодязях, або безпосередньо в землі із захисними кожухами.

Колодязі. На підземних газопроводах слід передбачати колодязі, як правило, в місцях встановлення відключних пристроїв і компенсаторів. Їх влаштовують із вологостійких і негорючих матеріалів (бетону, залізобетону, цегли), збірними або монолітними в основному за типовими кресленнями. При спорудженні збірних колодязів їх елементи виготовляють із щільного вибраного бетону марки 200 на портландцементі марок 400...500. Колодязі у вологих ґрунтах влаштовують з гідроізоляцією. Для улаштування всіх фланцевих з'єднань арматури та обладнання в колодязях повинні передбачатись шпунтуючі перемички.

На рис. 2.6 показана конструкція залізобетонного колодязя для встановлення засувки. З метою сприйняття температурних подовжень передбачений дволінзовий компенсатор. Труба газопроводу проходить через стінки колодязя в сальниковому ущільненні. Шток керування засувки виведений через перекриття колодязю і захищений від механічних пошкоджень ківером. Колодязь обладнаний круглим вхідним люком. На дні його влаштований водозбірник, закритий металевою сіткою.

Витікання газу з газових мереж виявляють за допомогою контрольних труб, установлених над зварними стиками газопроводів через кожні 100 м мережі.

Під час періодичного огляду газопроводів обхідники, відкриваючи кришки коверів і трубки, визначають за запахом або спеціальними приладами, чи є витікання газу в місці встановлення контрольної трубки, яку перевіряють. Якщо виявлено витікання газу, негайно вживають заходи щодо його ліквідації.

Наявність на сталевих газопроводах струмів, що спричиняють електричну корозію труб, визначають за показами вольтметра, підключеного до виводів (контактних пластинок) контрольних пунктів, розміщених уздовж траси газопроводів на відстані 200 м один від одного.

Залежно від призначення і кількості відключаючих пристроїв, що розташовуються у колодязях, останні мають різні монтажні схеми (рис. 2.7).

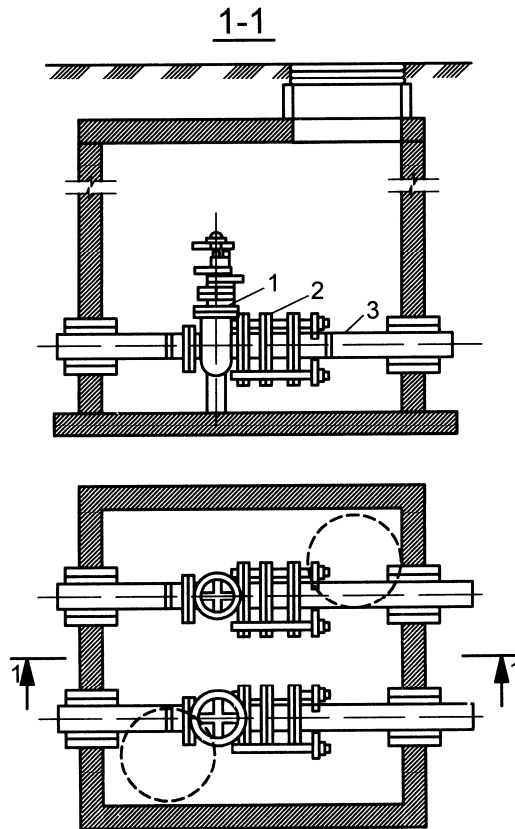


Рис. 2.6 – Колодязь на газопроводі:
1 – паралельна засувка; 2 – двох лінзовий компенсатор; 3 – газопровід

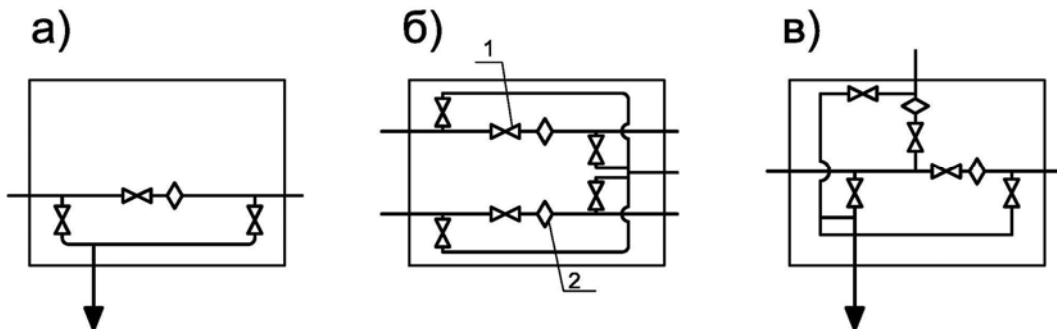


Рис. 2.7 – Схеми колодязів на газовій мережі:
а, б – з одним відгалуженням; в – з двома відгалуженнями;
1 – засувки; 2 – компенсатори

Оскільки в період експлуатації в колодязях може накопичуватись газ, здатний утворювати з повітрям вибухонебезпечну суміш, кількість засувок, які розташовуються у колодязях, на мережі низького тиску слід обмежувати, встановлюючи їх лише у разі гострої необхідності. При встановленні засувок безпосередньо в землі (рис. 2.8) влаштовують захисний кожух для сальника і шпинделя з виводом керування засувкою (привода) на поверхню. Для захисту привода від пошкоджень транспортом влаштовують металеві коври на цегляній, бетонній або іншій твердій основі. Такі ж коври влаштовують для захисту трубок гідравлічних приводів, гідравлічних затворів і конденсаційних горшків, встановлених в землі. Як у

природних, так і в штучних газах звичайно є деяка кількість водяних парів, які при русі по газопроводах конденсуються на їх стінках. Для збирання вологи та її видалення застосовують збірники конденсату.

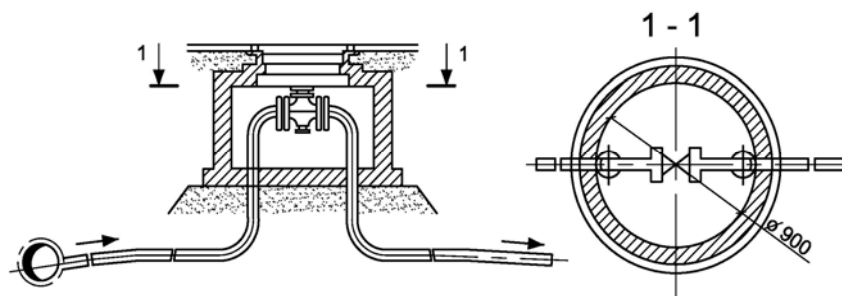


Рис. 2.8 – Засувка в захисному кожусі

Найбільш розповсюджене встановлення збірників конденсату на газопроводах низького тиску. На рис. 2.9 показане влаштування збірника конденсату для газопроводів вологого газу низького тиску. Він складається з корпусу, ковера, подушки, на яку встановлюють ковер, і трубки для видалення конденсату. Коливання температури ґрунту викликають зміну напружень у газопроводах і арматурі, яка на них встановлена. З метою зниження цих напружень, а також для зручності демонтажу і встановлення засувки застосовують компенсатори.

При підземних прокладках газопроводів найбільше розповсюдження отримали лінзові компенсатори, які встановлюють в колодязях, як правило, сумісно з засувками або без них.

Дволінзовий компенсатор з одним фланцем, показаний на рис. 2.10, складається з чотирьох напівлінз, кронштейна, рубашки, патрубку, фланця і тяги. Лінзові компенсатори (окремі лінзи, що зварюються між собою) виготовляють з тонколистової сталі. Крім того, застосовують сальникові компенсатори, які мають таку ж саму конструкцію, що й компенсатори, які встановлюють на теплових мережах, а також гнуті ліро- і П-подібні компенсатори.

Вимикаючі пристрої на газопроводах встановлюють у таких місцях:

- на розподільних газопроводах низького тиску для відключення окремих мікрорайонів і на газопроводах середнього й високого тиску для відключення окремих ділянок;
- на відгалуженнях від розподільних газопроводів всіх тисків до підприємства і груп житлових і громадських будівель; вимикаючі пристрої на відгалуженнях від розподільних газопроводів встановлюють поза територією об'єкта в зручному й доступному для обслуговування місці;
- на вводі і виводах газопроводів із ГРП на відстані від ГРП не менше 5 м і не далі 100 м. Для ГРП, які розташовані у прибудовах до будівель, а також у шафах, можливе встановлення вимикаючого пристрою на зовнішньому надземному

газопроводі в зручному для обслуговування місці на відстані не менше 5 м від ГРП;

- на перетині газопроводів і водних перешкод, залізничних шляхів і магістральних автомобільних доріг; при прокладанні газопроводів у колекторах (на вході, а при кільцевих мережах й при виході з нього);
- на вводах газопроводів в окремі житлові, громадські і виробничі будівлі або групу сумісних будівель.

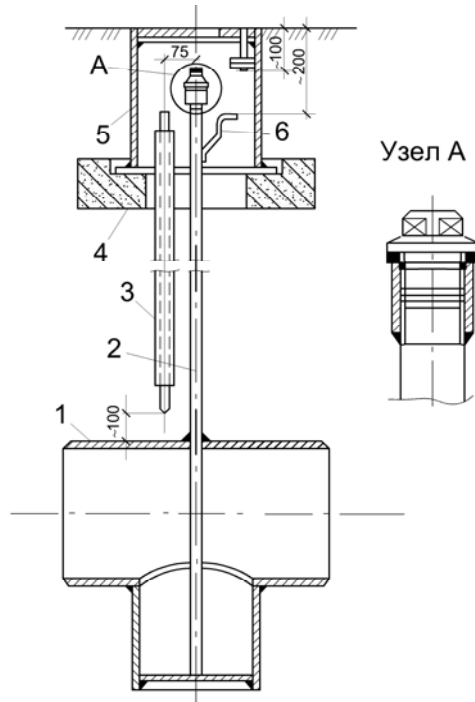


Рис. 2.9 – Збірник конденсату на газопроводах низького тиску:

1 – корпус; 2 – труба для видалення конденсату; 3 – електрод заземлення; 4 – подушка під ковер; 5 – ковер; 6 – контактна пластина різниці потенціалів „труба-грунт”

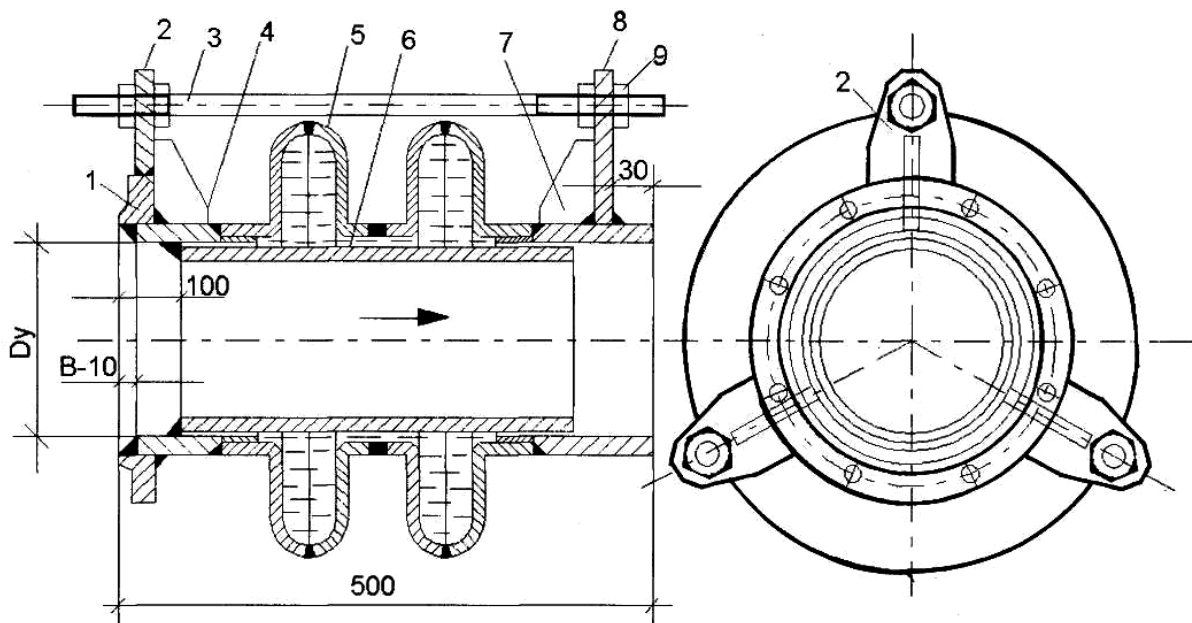


Рис. 2.10 – Дволінзовий компенсатор:

1 – фланець; 2, 8 – стояки; 3 – шпилька; 4 – патрубок; 5 – напівлінза;
6 – стакан; 7 – ребро; 9 – гайка

Вимикаючі пристрої на відгалуженнях до житлових будівель і дрібних комунальних об'єктів можна розташовувати на стінах будівель. На вводах газопроводів низького і середнього тиску вимикаючі пристрої слід встановлювати зовні будівлі у зручному і доступному місці. Допускається встановлення вимикаючих пристроїв на вводах усередині будівель – у сходових клітках, тамбурах і коридорах. На вводах газопроводів високого тиску вимикаючі пристрої встановлюють вище дверей на стіні будівлі, яка не має вікон, що відкриваються.

На підземних газопроводах вимикаючі пристрої слід встановлювати в колодязях з лінзовими компенсаторами. На газопроводах малого діаметра краще застосовувати гнуті або зварні П-подібні компенсатори. При сталевій арматурі, яка приєднується до газопроводів зварюванням, компенсатори не встановлюють.

Ділянки закільцьованих розподільних газопроводів, які проходять по території підприємств, повинні мати вимикаючі пристрої поза їх територією. При тупиковому газопроводі достатнє встановлення одного вимикаючого пристрою перед територією підприємства.

2.5. Методи прокладання газових мереж

При трасуванні газопроводів виходячи з економічних міркувань слід прагнути до того, щоб газ із мережі надходив до об'єкта по найменшій відстані. Мережі й споруди необхідно проектувати з урахуванням черговості їх будування і подальшого розвитку. Проектуючи трасу газопроводу по незабудованим територіям, треба враховувати можливість і характер майбутньої забудови.

Газопроводи високого тиску трасують по окраїнах населеного місця або по районах з малою щільністю населення, а газопроводи середнього і низького тиску – по усіх вулицях, причому газопроводи великих діаметрів по можливості слід прокладати по вулицях з неінтенсивним рухом.

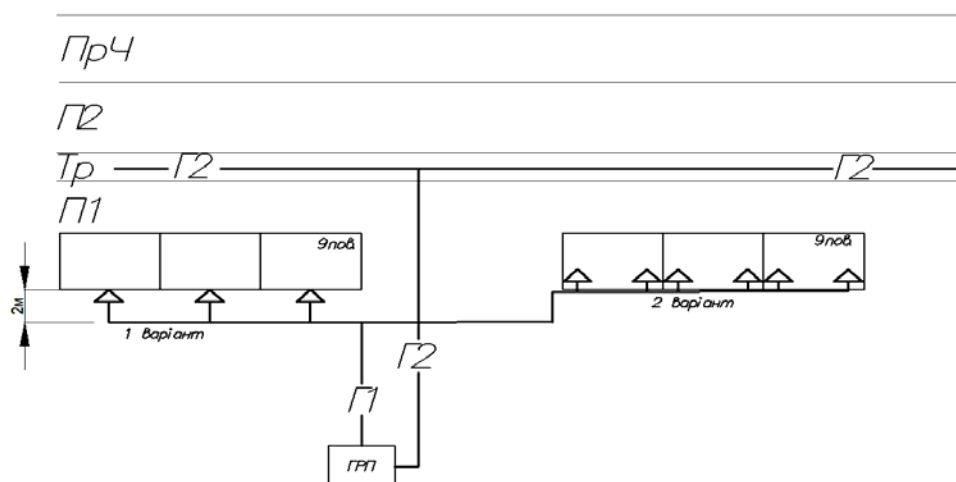


Рис. 3.4.1 – Методи прокладання газових мереж:

1-й варіант - Г1 у землі (ввід до сходової клітки);

2-й варіант - Г1 по фасадах будинків (ввід безпосередньо до кухонь)

Газові мережі звичайно прокладають в землі (підземні прокладки). На територіях промислових і комунально-побутових підприємств можливе застосування надземної прокладки по стінах і дахах будівель, по колонах і естакадах. Допускається надземна прокладка внутрішньоквартальних (дворових) газопроводів на опорах і по фасадах будівель.

Дозволяється прокладати два або більше газопроводів в одній траншеї, але в цьому випадку відстань між газопроводами слід призначати із умови зручності монтажу і ремонту трубопроводів (не менше 0,4 м при діаметрах труб до 300 мм включно і не менше 0,5 м при великих діаметрах). Відстані по горизонталі між підземними газопроводами та іншими комунікаціями і спорудами повинні бути не менше величин, вказаних у табл. 2.1. Відстані, вказані у табл. 2.1, не розповсюджуються на сумісні прокладки газопроводів з іншими комунікаціями. На окремих ділянках газопроводів при прокладанні їх між будівлями або під арками відстані, які наведені у табл. 2.1, можуть бути зменшені (не більше, ніж у 2 рази для газопроводів з тиском до 0,6 МПа) при умові застосування для цих ділянок безшовних труб і гнутих або штампованих відводів. Безшовні труби на таких ділянках повинні виходити на 5 м за межі будівлі і споруди з кожного боку.

При перетинанні газопроводами інших підземних комунікацій відстані між ними по вертикалі в світу повинні бути не менше: 0,15 м при перетинанні водопроводу, каналізації, телефонної мережі; 0,5 м – електрокабелю або телефонного броньованого кабелю; 1 м – мастилонаповненого електрокабелю високої напруги. Арматуру, що встановлюється на газопроводах, слід розташовувати не ближче 2 м від краю комунікацій і споруд, що перетинаються. При перетинанні газопроводами каналів тепломережі, каналізаційних колекторів і тунелів їх прокладають у футлярах, які виходять за зовнішні стінки споруд, що перетинаються, на 2 м з кожного боку.

Газопроводи, які транспортують вологий газ, прокладають нижче рівня промерзання ґрунту. Для стоку і видалення вологи їх кладуть з нахилами не менше 0,002 і в нижніх точках розташовують збірники конденсату. Газопроводи, які транспортують осушений газ, прокладають у зоні промерзання ґрунту на глибині не менше 0,8 м від поверхні землі (до верха газопроводу або футляру). У місцях, де не передбачений рух транспорту, глибину прокладання допускається зменшувати до 0,6 м.

Газові мережі споруджуються із металевих і пластмасових труб. Їх діаметри і протяжність у значній мірі залежать від кількості і розташування ГРС. При виборі кількості та місць розташування ГРС і ГРП необхідно враховувати підтримання заданого режиму роботи газових мереж, можливість дублювання одної споруди іншою при аварії, дотримання оптимальної відстані до найбільш видалених точок, які живляться даною спорудою. Для приблизних розрахунків рекомендується приймати відстань між ГРС по зовнішньому кільцю мережі у межах 10...15 км, якщо на кожний кілометр довжини кільця у середньому приходить 50...100 тис. м³

витрати газу на 1 добу, радіус дії ГРП 500...1000 м і пропускну здатність одного ГРП 500...5000 м³/год.

На перетинах газопроводів з різними перешкодами – річками, каналами, трамвайними шляхами, залізницями та ін. – влаштовують споруди спеціального призначення.

Таблиця 2.1 – Мінімальні відстані по горизонталі (у світу) між підземними газопроводами та іншими спорудами і комунікаціями, м

Відстань до об'єктів і комунікацій													
Характеристика газопроводу	будівель і споруд (до обрізу фундаменту)	залізничного шляху	трамвайного шляху	водопроводу (стінок труби)	каналізації, водостоку (до стінок труби)	теплової мережі (до початку стінки каналу)	силових кабелів до 35 кВ	Теле-фонних кабелів		дерев (до стовбуру)	повітряних ліній електро-передачі (до фундаменту опори) різних напруг		
								броньованих	У каналізації		до 1 кВ	більше 1 до 35 кВ	більше 35 кВ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Низького тиску не більше 5000 Па	2	3,8	2,8	1	1	2	1	1	1	1,5	1	5	10
Середнього тиску 5000 Па ... 0,3 МПа	4	4,8	2,8	1	1,5	2	1	1	1,5	1,5	1	5	10
Високого тиску 0,3...0,6 МПа	7	7,8	3,8	1,5	2	2	1	1	2	1,5	1	5	10
Високого тиску 0,6...1,2 МПа	10	10,8	3,8	2	5	4	2	1	3	1,5	1	5	10

У міських умовах газопроводи прокладають під водними потоками у вигляді дюкерів. Звичайно дюкери виконують у дві й більше лінії. Траса їх залежить від загальної схеми газової мережі. Дюкер складається з основної і резервної ліній (якщо подача газу не може бути припинена) і колодязів із засувками відключення.

Пропускна здатність кожної лінії дюкера повинна бути не меншою 70 % пропускної здібності підводячих газопроводів.

Для забезпечення стійкого положення дюкера на дні водоймища труби навантажують. Масу вантажів можна обчислити за формулою

$$p_2 = K_3 p_v - p_1, \quad (2.2)$$

де p_1 – маса 1 м довжини газопроводу у воді, кг; p_2 – маса вантажу у воді, який приходить на 1 м довжини газопроводу, кг; p_v – маса води, яка витискається 1 м довжини газопроводу, кг; K_3 – коефіцієнт запасу стійкості дюкера, приймається рівним 1,2...1,4.

При транспортуванні вологого газу підводні ділянки газопроводу прокладають з нахилом. У самих низьких точках встановлюють збірники конденсату, які мають трубки, виведені на поверхню землі під ковер. Рідина із збірників конденсату видаляється насосами за допомогою вакуумцистерн.

При влаштуванні надземних переходів (рис. 2.11) газопроводи доцільно підвішувати до конструкцій існуючих металевих і залізобетонних мостів або споруджувати для них спеціальні мости. Іноді в таких випадках використовується несуча здібність самих труб шляхом влаштування з них арочних та інших переходів.

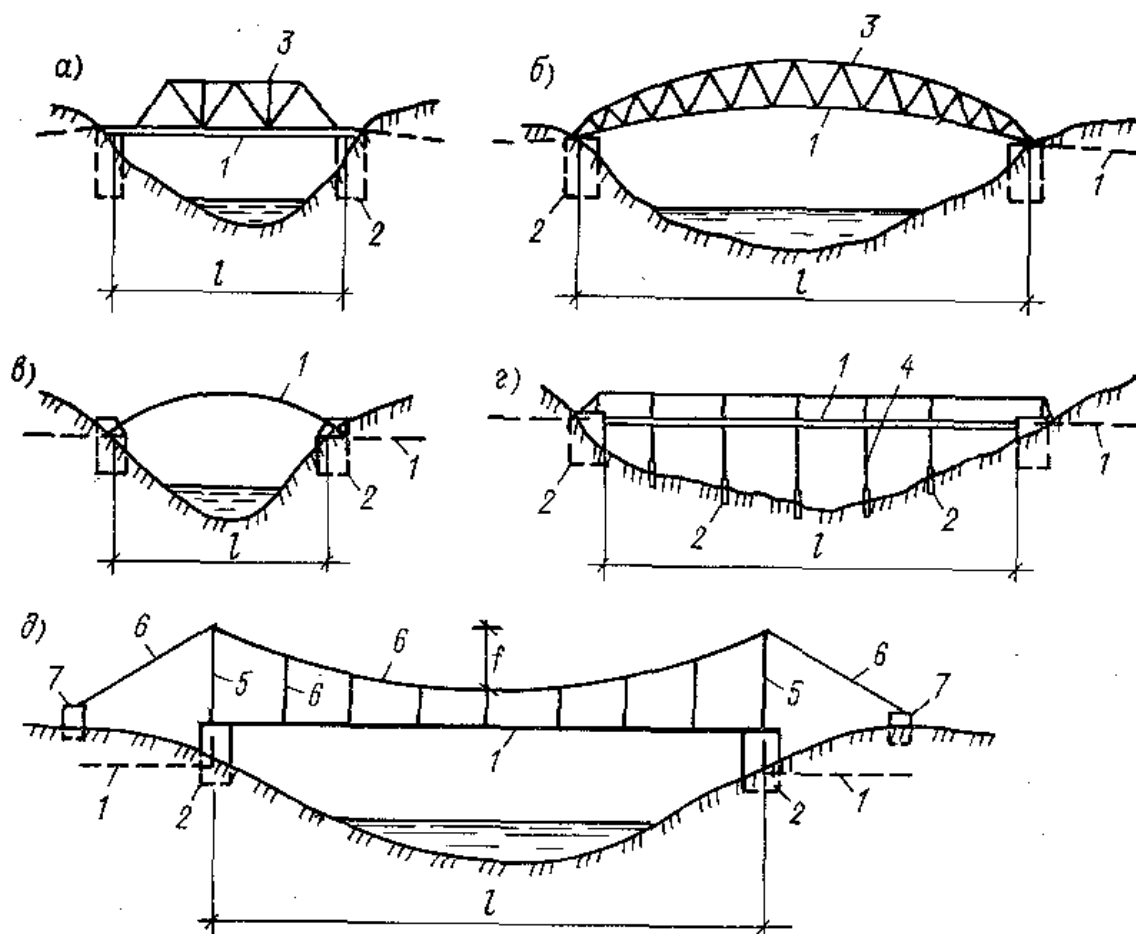


Рис. 2.11 – Схеми повітряних переходів газопроводів:

а, б – по фермах; в – арочний; г – по естакаді; д – висяча система; 1 – трубопровід; 2 – фундаментні опори; 3 – ферма; 4 – стойка; 5 – пілон; 6 – ванта; 7 – якір

При перетинанні газопроводами високого тиску залізничних і трамвайних шляхів за діючими правилами Держтехнадзору мережі слід прокладати у футлярах із сталевих труб. Схема перетину вміщує лінію газопроводу, сталевий футляр, діаметр якого повинен бути на 100 мм більшим діаметру труби, і відвідну трубку з дефлектором і сальником. Глибина переходу повинна бути не менше 1,5 м. При тупикових мережах запірні пристрої встановлюють з одного боку переходу (за напрямком руху газу), при кільцевих – з двох боків, на відстані не менше 100 м від вісі крайніх під'їзних шляхів.

На одному кінці переходу встановлюють контрольну трубку і виводять її під ковер. На ділянках перетину трамвайних шляхів газопроводи слід покривати ізоляцією посиленого типу і укладати на діелектричних прокладках. Кінці футлярів треба виводити на 2 м далі крайніх рейок трамвайних шляхів.

При підземній прокладці газопроводів у містах з розвинутим підземним господарством багато випадків перетину. При цьому газопроводи низького і середнього тиску, які перетинають стінки каналізаційних колекторів або тунелів, слід прокладати тільки в ізольованих футлярах.

2.6. Розрахунок газових навантажень системи газопостачання.

Гідравлічний розрахунок газових мереж

Завданням гідравлічного розрахунку газових мереж є визначення діаметрів газопроводів залежно від обсягу розрахункових витрат і допустимих втрат тиску.

Міські кільцеві розподільні газопроводи розраховують у такій послідовності. На плані міста або населеного пункту визначають кількість і розміщення газорегуляторних пунктів залежно від радіуса їх дії та оптимальної витрати газу. Від місць розташування ГРП труби газопроводів прокладають у землі або по стінах будівель.

Розрахунок споживання газового палива

Розрахункові річні витрати газу на побутові й комунальні потреби житлових і громадських споруд, для закладів громадського харчування та комунально-побутового призначення (лазні, хлібозаводи та ін.) визначають згідно з нормами його споживання (див. табл. 2.2, 2.3).

Річні витрати газу на побутові потреби визначають для кожного мікрорайону:

$$Q_{\text{рік}} = m \frac{n_1 + n_2}{Q^{\text{P}}_{\text{H}}} \text{ м}^3/\text{рік}, \quad (2.3)$$

де m – кількість мешканців у мікрорайоні;

n_1 – норма витрат газу на приготування їжі на 1 людину, ккал/рік (табл. 2.2)

n_2 – норма витрат газу на приготування гарячої води (якщо в мікрорайоні передбачене гаряче водопостачання $n_2=0$);

Q^{P}_{H} – калорійність газового палива, ккал/м³.

Годинні витрати газу для всіх видів споживачів визначають залежно від річних витрат газу і коефіцієнта годинного максимуму K_m за формулою

$$Q_{год} = Q_{рік} \cdot K_m, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (2.4)$$

Для житлових мікрорайонів K_m обирають залежно від кількості жителів у мікрорайоні за табл. 2.4.

Таблиця 2.2 – Норми споживання газу

Споживачі газу	Показник споживання газу	Норма витрати теплоти, ккал / рік
1	2	3
1. Житлові будинки - - приготування їжі (за наявністю газової плити та централізованого гарячого водопостачання від ЦТП); - приготування їжі та гарячої води без прасування білизни (за наявністю газової плити та газового водонагрівача); - прасування білизни в домашніх умовах.	на одну людину за рік на одну людину за рік на 1 т сухої білизни	640×10^3 1270×10^3 2100×10^3
2. Комунально-побутові підприємства - механізовані пральні; лазні: миття без ванн; миття з ваннами.	на 1 т сухої білизни 1 відвідування 1 відвідування	4800×10^3 9000 12000
3. Заклади охорони здоров'я лікарня - приготування їжі; приготування гарячої води (без прасування).	На 1 ліжко	760×10^3 2220×10^3
4. Заклади громадського харчування - приготування обіду; приготування сніданку чи вечері.	1 обід 1 сніданок чи вечеря	1000 500
Хлібозавод - випікання хліба; випікання булок; кондвироби	на 1 т виробів на 1 т виробів на 1 т виробів	420×10^3 950×10^3 1450×10^3

Таблиця 2.3 – Показники обслуговування населення

Заклад	Показники
Їдальні, кафе, ресторани	Обсяг обслуговування 25-30% всього населення
Лікарні	Загальна місткість з розрахунку 8-9 ліжок на 1000 жителів
Поліклініки	З розрахунку 10-12 відвідувань за рік
Механізовані пральні	Обсяг обслуговування 50% населення. Норма 100 кг сухої білизни на людину за рік; для дитячих ясел – 480 кг сухої білизни на 1 дитину за рік; для дитячих садків – 360 кг сухої білизни на 1 дитину за рік; поліклініки – 0,125 кг на 1 відвідування; лазні – 0,075 кг сухої білизни на 1 відвідування
Лазні	Обсяг обслуговування 100% всього населення з урахуванням душових і ванних пристроїв у житлових та інших будинках
Хлібозавод	З розрахунку 0,6-0,8 т виробів за добу на 1000 жителів

Таблиця 2.4 – Коефіцієнт годинного максимуму

Кількість жителів, чол.	5000	10000	20000	30000	40000
Коефіцієнт годинного максимуму споживання газу на побутові потреби, K_m	1/2100	1/2200	1/2300	1/2400	1/2500

Гідравлічний розрахунок газових мереж середнього і високого тиску

Починають з розподілу мережі на розрахункові ділянки від ГРС до найвіддаленішого споживача і визначають за генпланом фактичну довжину кожної ділянки (l_ϕ , км). Для обліку втрат тиску в місцевих опорах вводять розрахункову довжину ділянки:

$$l_p = 1.1 \cdot l_\phi, \text{ км.} \quad (2.5)$$

Для кожної з ділянок визначають витрату газу (Q) як суму потреб споживачів, які одержують паливо від ділянки, що розглядається. Вибір діаметрів здійснюють за допомогою номограм для гідравлічного розрахунку газових мереж. Для цього попередньо обчислюють орієнтовне значення коефіцієнта втрат тиску для всієї довжини газової мережі за формулою

$$\alpha_{cp} = \frac{P_H^2 - P_K^2}{\sum l_p}, \quad (2.6)$$

де P_H – тиск газу на виході з ГРС, ат;

P_K – тиск газу в кінцевій точці мережі, ат;

$\sum l_p$ – сума розрахункових довжин ділянок (від ГРС до найвіддаленішого споживача без урахування відгалужень), км.

За допомогою номограми залежно від витрат газу на ділянках і коефіцієнта α_{cp} встановлюють діаметри газопроводу і дійсне значення коефіцієнта втрат тиску на ділянках $\alpha_{дiл.}$

Ключ до користування номограмою наведений на рис. 2.12.

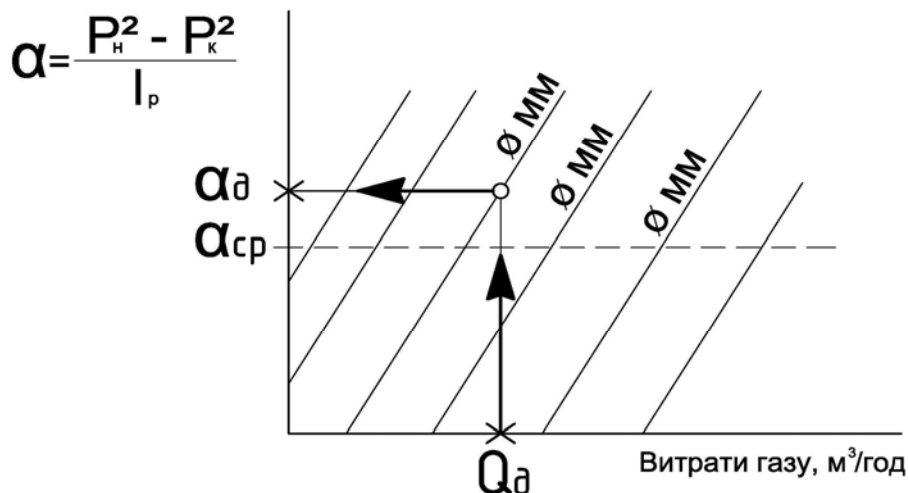


Рис. 2.12 – Ключ до користування номограмою

Тиск газу в кінці ділянки ($P_{K.дiл.}$) знаходять залежно від тиску на вході в ділянку ($P_{H.дiл.}$) і коефіцієнта на ділянках $\alpha_{дiл.}$:

$$P_{K.дiл.} = \sqrt{P_{H.дiл.}^2 - \alpha_{дiл.} \cdot l_p} \quad (2.7)$$

Початковий тиск на кожній наступній ділянці дорівнює тиску газу в кінці попередньої ділянки, за результатами розрахунків складають табл. 2.5.

$$P_{H.дiл.i} = P_{K.дiл.(i-1)} \quad (2.8)$$

Таблиця 2.5 – Гідравлічний розрахунок газових мереж середнього і високого тиску

Номер ділянки	Витрати газу $Q_{дiл.}, \text{м}^3/\text{год}$	Довжина ділянки, м		1-й варіант				2-й варіант			
		l_{ϕ}	l_p	d, мм	$\alpha_{дiл.}$	P_n , ат	P_k , ат	d, мм	$\alpha_{дiл.}$	P_n , ат	P_k , ат

Гідравлічний розрахунок газових мереж низького тиску

Схему мережі газопостачання двох мікрорайонів міста показано на рис. 2.14. За цією схемою визначають розрахункові ділянки газопроводів і їх фактичну довжину l_{ϕ} , м. Потім визначають умови живлення і розрахункову довжину ділянок мережі. Розміщення будівель мікрорайону з одного боку газопроводу вказує на одностороннє живлення, розрахункова довжина ділянки при цьому $l_p = l_{\phi}/2$. Якщо ж будівлі розміщені з обох боків, то маємо справу з двостороннім живленням, тоді $l_p = l_{\phi}$.

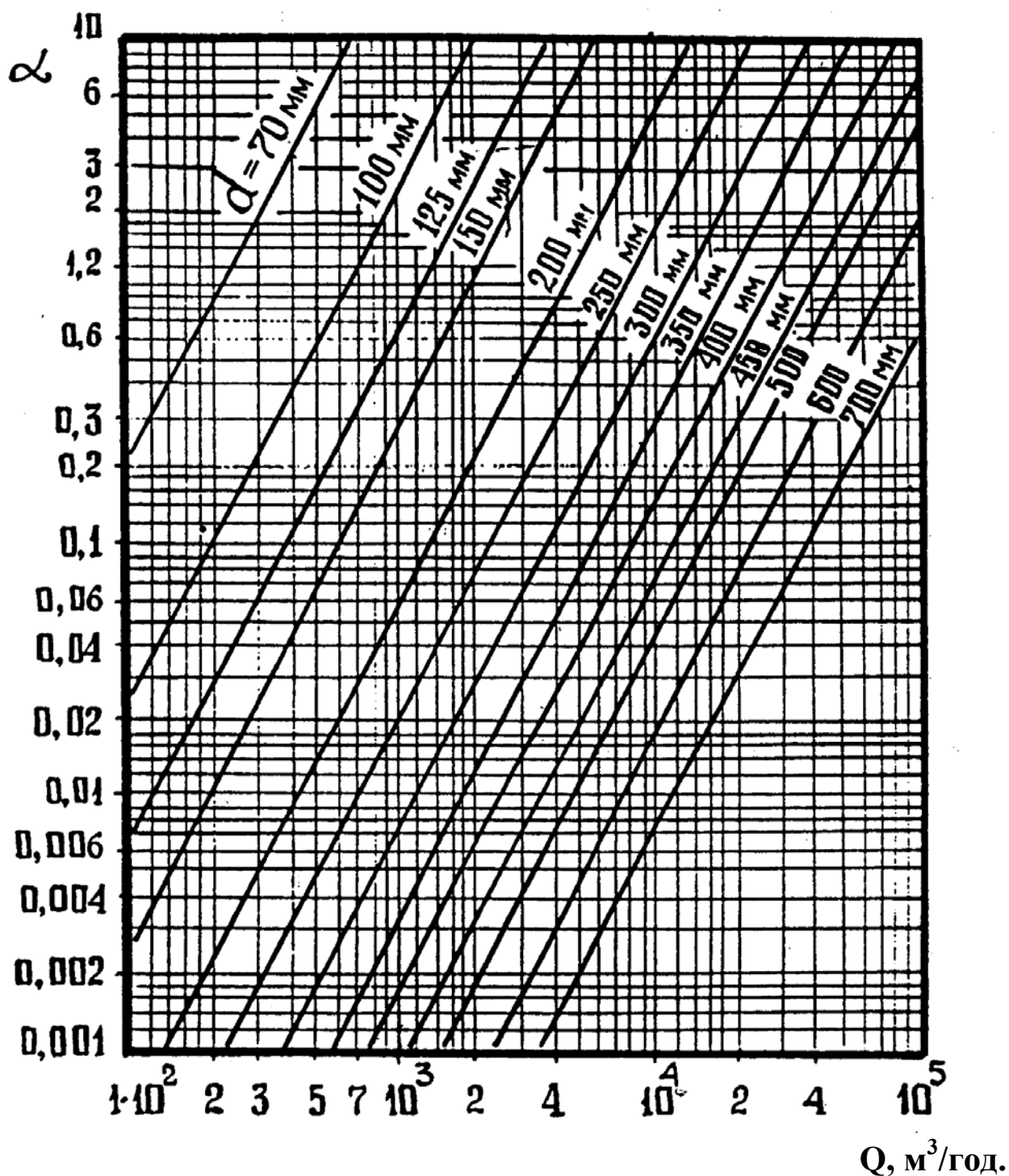


Рис. 2.13 – Номограма гідралічного розрахунку газових мереж середнього і високого тиску

Для визначення розрахунково-погодинних витрат газу на ділянці мережі знаходять питому, шляхову, еквівалентну і транзитну витрату газу. Питому витрату визначають за формулою, м³/год

$$q_{\text{nut}} = \frac{Q_{\text{с.б.}}}{\sum l_p}, \quad (2.9)$$

де $Q_{\text{с.б.}}$ - розрахункова втрата газу в мікрорайонах №1 і №2, м³/год;

$\sum l_p$ - загальна розрахункова довжина ділянок мережі, від яких проводиться відбирання газу, м.

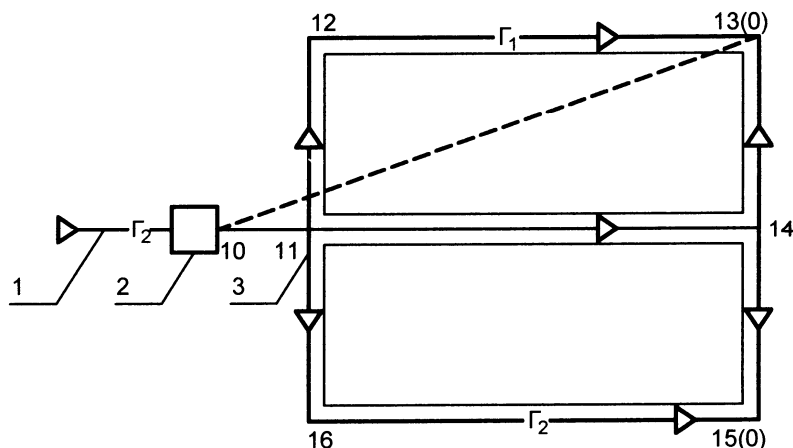


Рис. 2.14 – Розрахункова схема газопроводів низького тиску:
1 – газопровід середнього або високого тиску, 2 – ГРП, 3 – розподільний газопровід

Шляхова витрата для кожної ділянки мережі, м³/год:

$$q_{ш} = q_{num} \cdot l_p \cdot \quad (2.10)$$

Сума шляхових витрат ділянок мережі має дорівнювати витраті газу в ГРП.
Еквівалентна витрата, м³/год:

$$q_E = 0,5 \cdot q_{ш} \cdot \quad (2.11)$$

Заміна шляхової витрати еквівалентною пояснюється тим, що на розрахункових ділянках не відомі місця відгалужень до споживачів газу.

Визначивши еквівалентні витрати на всіх ділянках мережі, приймають найбільш імовірний розподіл потоку газу від джерела живлення (ГРП) до най віддаленішої (нульової) точки газової мережі. Місцем зустрічі потоків газу вважають точку, яка поділяє газову мережу на два півкільця, приблизно рівні між собою. Напрямок потоку газу від ГРП до нульової точки позначають на схемі стрілками.

До встановлення розрахункових витрат знаходять транзитні витрати. Так, для ділянок мережі (рис. 2.14) 13-12; 13-14; 14-15; 15-16 транзитні витрати дорівнюють нулю, а

$$\begin{aligned} q_T(11-12) &= q_{ш}(12-13); \\ q_T(11-14) &= q_{ш}(13-14) + q_{ш}(14-15); \\ q_T(11-16) &= q_{ш}(15-16) \end{aligned}$$

Розрахунково-погодинні витрати газу на ділянках мережі знаходять за формулою, м³/год.

$$Q_p = q_T + 0.5q_{ш} \quad (2.12)$$

або

$$Q_p = q_T + q_E \cdot \quad (2.13)$$

Отже

$$\begin{aligned}Q_p(13-14) &= q_E(13-14); \\Q_p(14-15) &= q_E(14-15); \\Q_p(15-16) &= q_E(15-16); \\Q_p(12-13) &= q_E(12-13); \\Q_p(11-16) &= q_T(11-16) + q_E(11-16); \\Q_p(11-12) &= q_T(11-12) + q_E(11-12); \\Q_p(11-14) &= q_T(11-14) + q_E(11-14).\end{aligned}$$

Розрахункова витрата газу на ділянці 10-11 дорівнюватиме сумі шляхових витрат на всіх ділянках мережі мікрорайонів.

За знайденими значеннями розрахункових витрат і середньою втратою тиску, користуючись номограмою, визначають діаметри газопроводів і фактичний питомий опір на всіх ділянках мережі низького тиску. Ключ для користування номограмою наведений нижче.

Середні питомі втрати тиску на кожному півкільці від ГРП до нульової точки визначають за формулою, мм вод. ст.

$$\Delta P_{cp} = \frac{\Delta P}{1.1 \sum l_{\phi}}, \quad (2.14)$$

де ΔP - втрати тиску в розподільних газопроводах від ГРП до нульової точки; згідно з ДБН В.2.5-20-2001, додаток, $\Delta P = 120$ мм вод. ст.; $\sum l_{\phi}$ - фактична довжина півкільця, м.

Методика визначення діаметрів газопроводів низького тиску d і фактичних питомих опорів на ділянках ΔP така сама, як і при розрахунку газопроводів середнього тиску, розрахунки виконують за допомогою номограм (рис. 2.16).

За відомими значеннями питомих опорів знаходять лінійні опори на кожній ділянці розглядуваного півкільця $\Delta P \cdot l_{\phi}$. Місцеві опори на ділянках Z , що виникають на поворотах мережі, в арматурі й при зміні діаметра труб, становлять 10% від значення лінійних опорів.

Отже загальний опір на кожному півкільці дорівнюватиме сумі лінійних і місцевих опорів ділянок, які входять до розглядуваного півкільця.

Якщо діаметри газопроводів на ділянках півкільця підбрано правильно, сума лінійних і місцевих опорів на півкільці повинна становити 120 мм вод. ст.

Допускається нев'язка, величина якої не повинна перевищувати 10% суми витрат на півкільці. Крім того, треба мати рівні втрати тиску на півкільцях розглядуваного кільця. Тут також допускається нев'язка в розмірі 10%.

Рівність опорів на півкільцях свідчить про те, що нульові точки вибрано правильно і в них зустрінуться потоки газу.

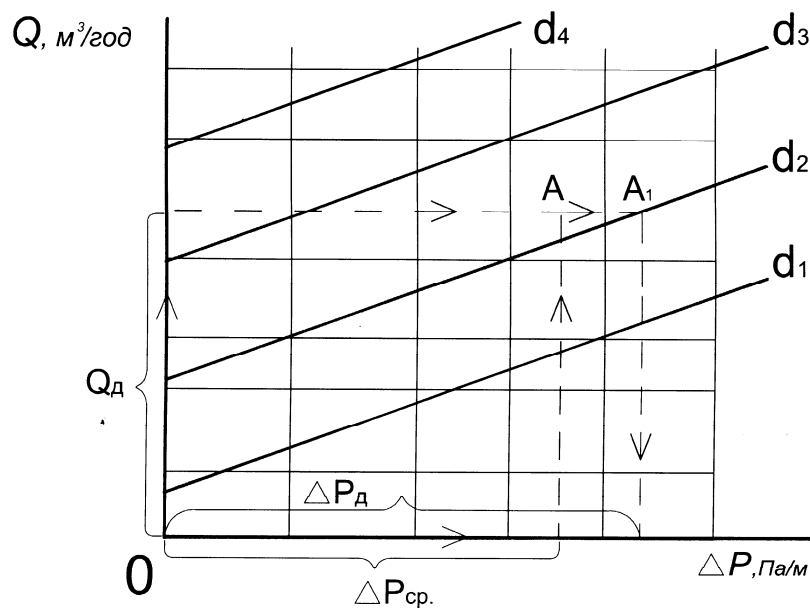


Рис. 2.15 – Ключ до користування номограмою

2.7. Призначення, класифікація, влаштування систем газопостачання будівель

Система газопостачання будівель призначена для безперебійної подачі горючого газу (природного або штучного) від джерела газопостачання (вуличні газопроводи або газобалонні установки) до споживачів.

Місцеві системи газопостачання (індивідуальні) складаються з одного або двох балонів ємністю 50 дм³, розташованих у металевій шафі зовні будівлі і які мають регулятори тиску. Газовий прилад підключають до балонів за допомогою газопроводу, на якому перед приладом встановлюють вимикаючий кран. Один балон можна встановлювати у приміщенні.

Централізована система газопостачання будівлі (рис. 2.17) складається з газового вводу, розвідних магістралей, стояків, підводок, газових приладів, газових лічильників (якщо вони передбачені проектом) і арматури.

Улаштування систем газопостачання будівель повинно відповідати вимогам ДБН В.2.5-20-2001 Газоснабжение [7].

Внутрішні системи газопостачання з тиском газу до 0,005 МПа влаштовують із водогазопровідних сталевих труб (ГОСТ 262-75), а при тиску газу до 0,3 МПа – із водопровідних посилених труб (ГОСТ 3262-75) і безшовних гарячедеформованих труб (ГОСТ 8732-78). На стояках і вводах встановлюють натяжні газові муфтові пробкові крани 11Б10бк1 ($D_y=15\ldots 20$ мм) і 11ч3бк ($D_y=25\ldots 80$ мм). На вводах до будівлі можна встановлювати фланцеві засувки 30ч6бк ($D_y=50\ldots 400$ мм), паралельні з висувним шпинделем.

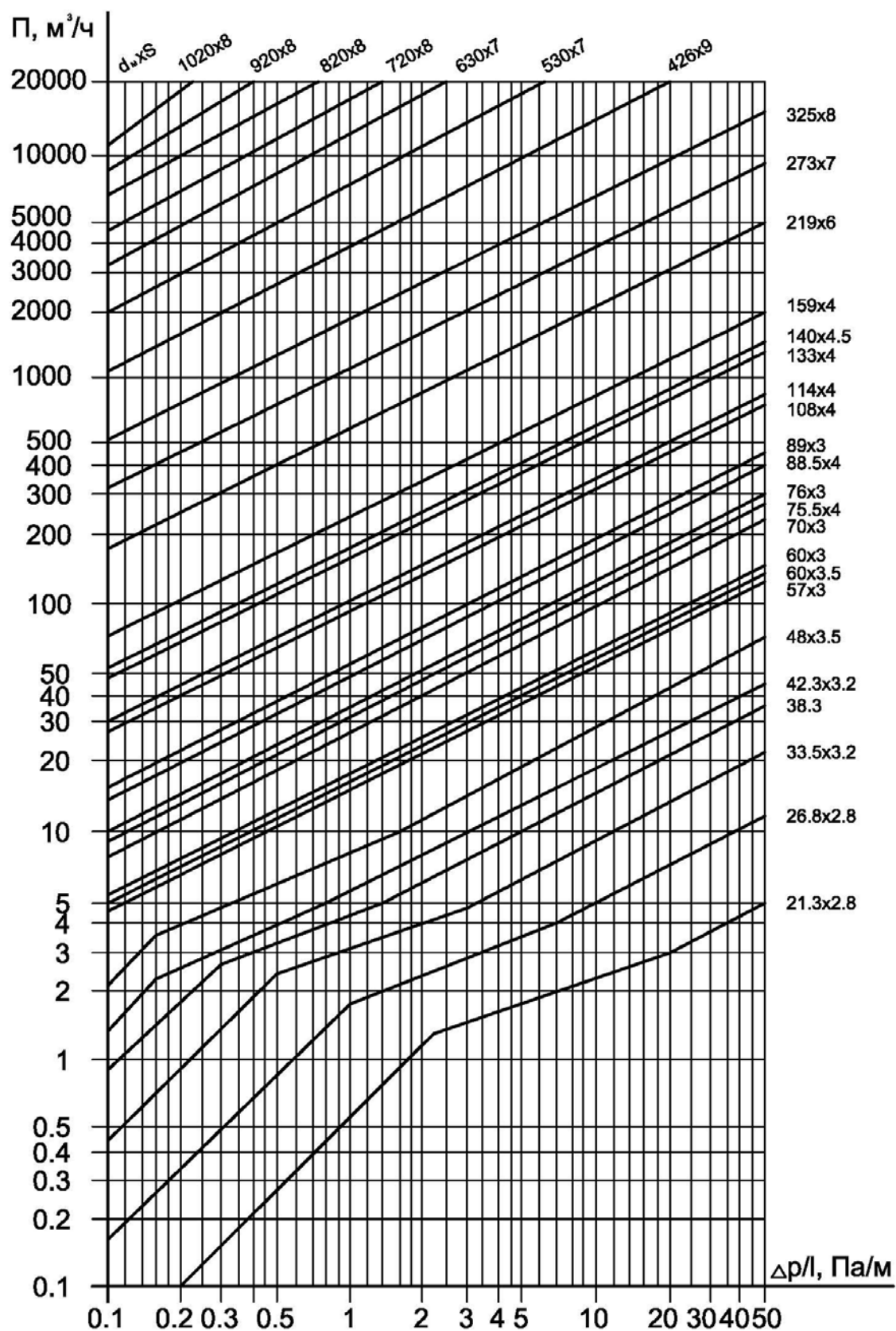


Рис. 2.16 – Номограма гідравлічного розрахунку газових мереж низького тиску

До обладнання систем газопостачання відносять: газові побутові плити, автоматичні газові проточні водопідігрівачі, водонагрівні газові побутові апарати, балонні регулятори тиску, сталеві зварні балони.

Ввід в будівлю – це відгалуження підземного газопроводу від зовнішньої розподільної газової мережі для подачі газу до окремих будівель або їх груп. Він охоплює ділянку газопроводу від труби зовнішньої газової мережі до запірного пристрою (газової засувки, пробочного крану, водяного затвору) внутрішньоквартальної або дворової мережі. Внутрішньоквартальною і дворовою мережами газопроводу є розподільні підземні газопроводи, які прокладені на території кварталу, двору від запірного пристрою вводу в будівлю (на групу будівель) або від газорегулювального пункту до вводу в окремі будівлі (рис. 2.18).

Відгалуження від внутрішньоквартальної або дворової мережі в окремі будівлі при осушеному газі переважно прокладають крізь стіни (вище фундаментів) до першого поверху будівель. При вологому газі їх прокладають крізь стіни до першого поверху будинку або крізь фундамент до підвалу будівлі. До підвалу будівлі ввід допускається лише у технічний коридор, який ізолюваний від інших приміщень підвалу. Для газопроводів зрідженого газу прокладка вводів через підвал не допускається.

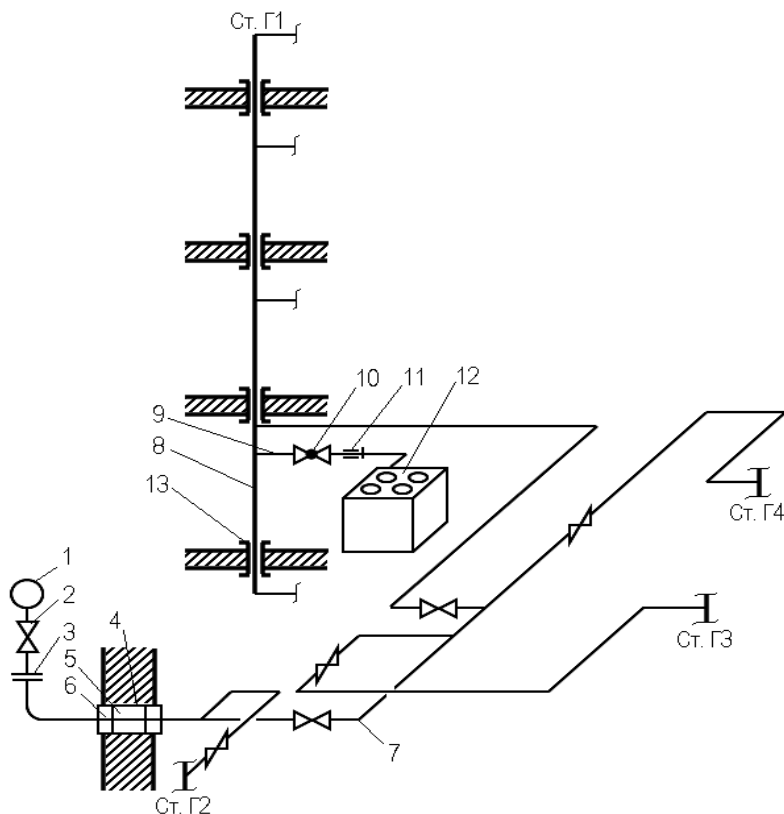


Рис. 2.17 – Система газопостачання будівлі:

- 1 – зовнішній газопровід; 2 – вимикаючий кран (засувка); 3 – ізолюючий фланець;
4 – футляр; 5 – просмолена прядка; 6 – бітум; 7 – розвідна магістраль; 8 – стояк; 9 – підводка до газових приладів; 10 – пробковий кран; 11 – роз'ємне різьбове з'єднання; 12 – газова плита; 13 – гільза

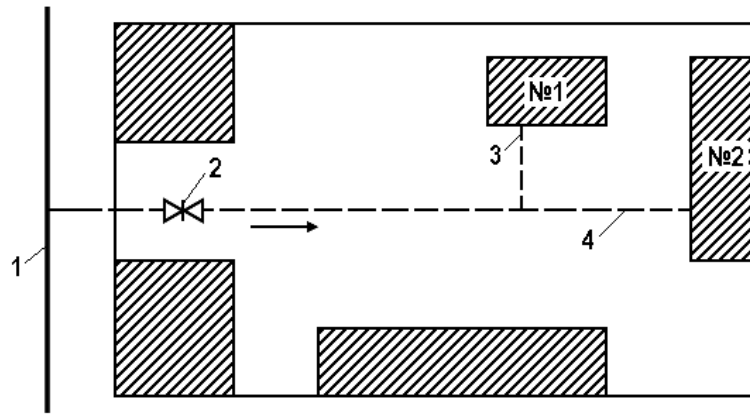


Рис. 2.18 – Дворова мережа газопроводів:

1 – газова магістраль, $d=150$ мм; 2 – засувка; 3 – газовий ввід до будівлі №1; 4 – газовий ввід до будівлі №2

Газові сталеві трубопроводи домових відгалужень приєднують до зовнішніх газопроводів приваркою або сіделками і муфтами (рис. 2.19). Часто приєднання ввідів до зовнішніх газопроводів виконують надвижками зварних трійників (рис. 2.20, а), або трійниками і муфтами (рис. 2.20, б). У випадку розташування приєднання усередині колодязя допускається застосування фланцевих з'єднань.

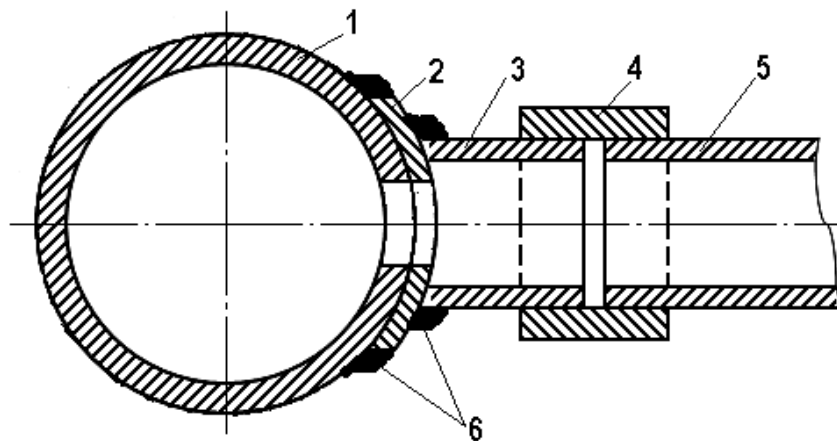


Рис. 2.19 – Приварка штуцера з сіделкою до газопроводу:

1 – газопровід; 2 – сіделка; 3 – штуцер; 4 – муфта; 5 – ввід; 6 – місця зварки

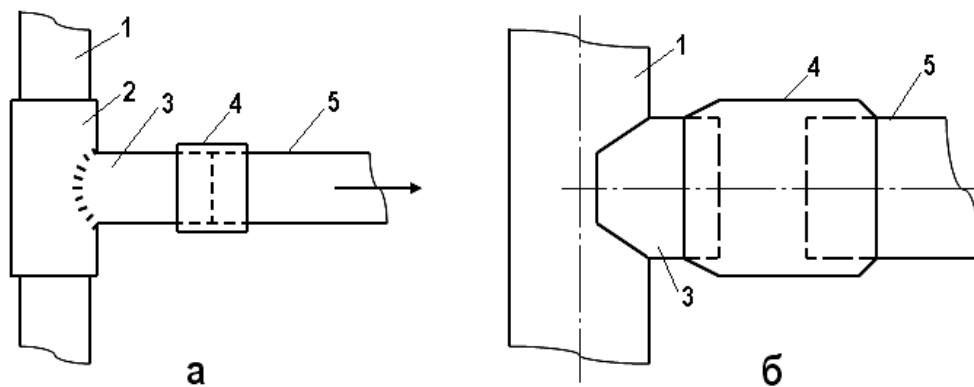


Рис. 2.20 – Приєднання відгалуження до газопроводу:

а – зварним трійником; б – муфтою: 1 – газопровід; 2 – зварний трійник; 3 – штуцер; 4 – муфта; 5 – відгалуження

Увід газопроводу до будівлі прокладають через стіну вище фундаменту від зовнішнього газопроводу, розташованого в ґрунті або на стіні будівлі. Увід прокладають з нахилом не менше 0,003 в бік дворової мережі для відводу конденсату і приєднують до неї за допомогою зварки. На ввіді газопроводу для вимикання абонента на висоті не більше 1,5 м від рівня ґрунту встановлюють кран або засувку. У місці перетину з вводом стіни його розміщують у сталевій трубі (футлярі), діаметр якої повинен бути не менше ніж на 100 мм більше зовнішнього діаметра трубопроводів вводу. Простір між футляром і будівельною конструкцією щільно заробляють цементом.

Уводи слід влаштовувати у нежитлових приміщеннях, які доступні для огляду: кухнях, східних клітках, коридорах. Забороняється улаштування вводу в будівлю через склади вибухонебезпечних й горючих матеріалів, вентиляційні камери, через ліфтові шахти і камери, приміщення сміттєзбірників і електророзподільних пристроїв, у підвалах, машинних відділеннях, а також у приміщеннях, в яких газопровід підлягає інтенсивній корозії.

Уводи газопроводу в житлові будівлі влаштовують через не житлові приміщення, східцеві клітки, кухні або коридори. При цьому приміщення повинні бути доступні для огляду. Увід газопроводу в приміщення, де встановлюються газові прилади, або в підвали будівель допускається за умови, що довжина трубопроводу, що прокладається підвалом, не перевищує 12 м. Звичайно ввід газопроводу в житлову будівлю розташовують навпроти сходової клітки або кухні та підіймають усередині або зовні будівлі до рівня підлоги першого поверху або прямоку в підлозі (рис. 2.21). Кран або засувку для відключення ділянок внутрішньодомової мережі газопроводу встановлюють на доступному і освітленому місці горизонтальної або вертикальної ділянки трубопроводу. У житлових будівлях при постачанні газом від одного вводу двох або більше стояків, що обслуговують більше двох поверхів, на кожному стояку встановлюють запірний кран або засувку.

Розвідні горизонтальні трубопроводи системи газопостачання підключаються до вводу. Газопровід вологого або зрідженого газу прокладають з нахилом не менше 0,003 в бік вводу. Газопроводи, якими транспортується осушений газ, прокладають усередині будівлі без нахилу.

При перетинанні газопроводами будівельних конструкцій перші розміщують у гільзах. Простір між трубою і гільзою заповнюють смоляною прядкою, бітумом або цементним розчином. При цьому гільзи не повинні мати рваних країв, виступів із стелі й виходити із підлоги більше ніж на 50 мм.

На горизонтальних ділянках розвідних трубопроводів не допускаються провиса, нерівності й злами; кривизна прямолінійних ділянок не повинна перевищувати 1 мм на 1 м.

Газопроводи прокладають на висоті не менше 2,2 м від підлоги до низу труби і на відстані не менше 100 мм від стелі до верху труби. Забороняється прокладати газопровід по наличникам, дверним, віконним коробкам, фрамугам, фанерним стінам і тимчасовим перегородам.

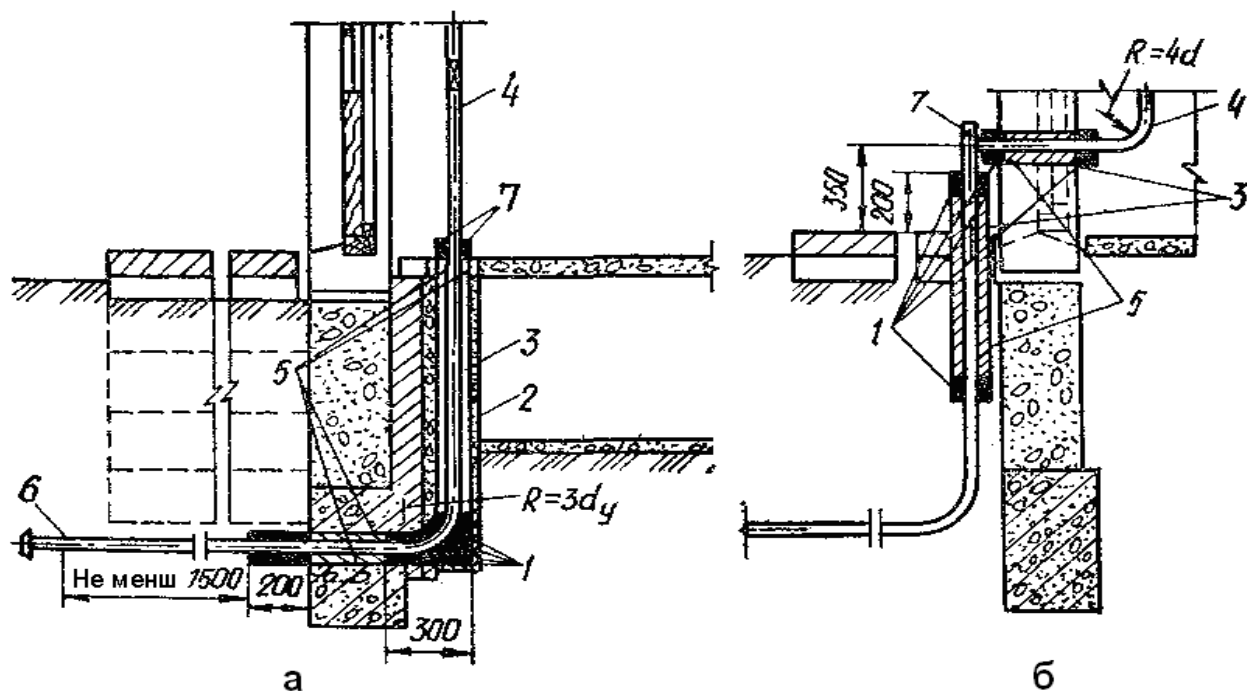


Рис. 2.21 – Увід газопроводу в будівлю: а – закритий; б – відкритий:
1 – бітум; 2 – цементна стяжка; 3 – футляр із сталеві труби діаметром $2d_y$; 4 – сталеві труба;
5 – просмолені пакля; 6 – місце зварки труби; 7 – заглушка

При прокладці газопроводу по стінам відстань його від стіни повинна бути не менше радіуса труби, але не більше 50 мм для того, щоб забезпечити вільний монтаж, огляд і ремонт газопроводу і арматури, що встановлюється на ньому. Трубопроводи, які прокладаються у борознах і шахтах, не повинні примикати щільно до будівельних конструкцій.

Газопроводи кріплять до будівельних конструкцій: роз'ємними хомутами і гачками при діаметрах труб до 40 мм; на кронштейнах або підвісках – при діаметрі труб більше 40 мм. Кріплення встановлюють на прямих ділянках газопроводу на відстанях не більше допустимих (табл. 2.6), в місцях встановлення арматури, поворотів, відгалужень, обходу колон. Усі види кріплень заробляють у стіну на цементному розчині або закріплюють за допомогою металевих дюбелів. Труби повинні лежати на опорах щільно без зазору.

Стояки підключають до розвідних горизонтальних трубопроводів. Стояки кріплять у такий самий спосіб, що й розвідні трубопроводи; при цьому встановлюють одно кріплення на поверх.

Відстань від стояків до будівельних конструкцій така ж сама, як й у розвідних трубопроводів, а вертикальне відхилення стояків повинно бути не більше 2 мм на 1 м трубопроводу.

Таблиця 2.6 – Найбільша відстань між кріпленнями газопроводів

Діаметр труби, мм	Найбільша відстань між кріпленнями, м
15	5,2
20	6,1
25	7,2
32	8,0
40	4,5
50	11,5
70	13,0
80	13,6

У основи кожного стояка встановлюють пробковий натяжний кран і згін.

Не дозволяється прокладка стояків у житлових приміщеннях, ванних кімнатах, санітарних вузлах, а також такими частинами будівель як віконні й дверні коробки, фрамуги, фанерні стіни і тимчасові перегороди.

Газові стояки звичайно розташовують в кухнях, коридорах або сходових клітках.

Газопроводи прокладають зазвичай відкрито або у борознах на стінах і монтажних шахтах з влаштуванням в них природної вентиляції. При відкритій прокладці газопроводу по стінах відстань від поверхні труби до поверхні стіни повинна бути в межах 12...20 мм.

Стояки, які проходять через міжповерхові перекриття, поміщають у захисні гільзи із сталевих труб діаметром понад 20 мм від діаметра стояку, які з метою запобігання попадання води при митті сходів виводять під підлогою кожної площадки на висоту 50 мм. Простір між стояком і гільзою заповнюють просмоленою паклею і заливають бітумом.

Підводки до газових приладів монтують аналогічно монтажу розвідних трубопроводів. На початку підводки встановлюють затрубковий натяжний кран і згін.

Усередині кожного помешкання газ підводять до всіх газових приладів (плити, газової колонки, нагрівачу). Підводку до газових приладів від внутрішньо квартир-ного розвідного трубопроводу прокладають зверху. Перед кожним газовим приладом на висоті 1,5 м від підлоги встановлюють пробочний кран з обмежувачем, який допускає поворот пробки лише на 90°.

Газопроводи, як правило, монтують на зварюванні, в місцях встановлення вимикаючих пристроїв, компенсаторів, регуляторів тиску, контрольно-вимірюваль-них приладів й арматури допускаються різьбові та фланцеві з'єднання.

Прокладка газопроводів всередині будівлі повинна бути відкритою.

Прихована прокладка газопроводів, за виключенням газопроводів зрідженого газу, допускається лише в комунально-побутових і промислових підприємствах в

борознах стін, які закриваються щитами, що легко знімаються і мають отвори для вентиляції.

При монтажі системи газопостачання будівлі не допускають заробляння різьбових і зварних з'єднань і арматури у стіни, перекриття або гільзи (футляри).

При встановленні кранів на вертикальних і горизонтальних газопроводах вісь пробки крана повинна бути паралельною стіні, упорною гайкою – від стіни; при цьому пробка крана повинна мати обмежувач, який допускає поворот її на 90°, і лінію, що визначає положення крана. Крани повинні бути забезпечені накидними ключами.

Взаємне розташування газопроводів і електропроводів повинно задовольняти наступним вимогам:

- при відкритій прокладці електропроводу відстань його від стінки газопроводу повинна бути не менше 100 мм; при прокладці в ізольованих трубках допускається зменшення цієї відстані до 50 мм;
- при схованій прокладці відстань від стінки газопроводу до краю заробляння електропроводу повинна бути не менше 50 мм;
- у місцях перетину газопроводу з відкритою електропроводкою електропровід поміщають у гумову або ебонітову трубку, яка виступає на 100 мм з кожного боку газопроводу, з зароблянням кінців трубок ізоляційною стрічкою;
- прокладка газопроводу у загальних каналах з броньованим кабелем не допускається;
- газопроводи прокладають на відстані не менше 500 мм від відкрито прокладених електричних кабелів;
- за наявності в будівлі кабельного вводу газовий увід розташовують на відстані не менше 250 мм від кабельного вводу і покривають посиленою ізоляцією на ділянці від підлоги до точки, що розташована на 100 мм вище вводу кабелю;
- газопроводи розташовують на відстані не менше 500 мм від встановлених відкрито або у нішах освітлювальних коробок і запобіжників, групових щитів, лічильників, вимикачів і автоматів.

У місцях перетину газопроводів з водопровідними і каналізаційними трубопроводами відстань між трубами у світу повинна бути не менше 200 мм.

2.8. Інженерне обладнання систем газопостачання

До інженерного обладнання систем газопостачання належать трубопроводи, арматура, газові лічильники, газові плити, газові водонагрівачі, газові котли (для індивідуального опалення).

Газові плити використовують для приготування їжі і встановлюють в кухнях висотою не менше 2,2 м, які мають об'єм не менше 6, 12, 15 м³ при встановленні

відповідно дво-, три- і чотиригорілочних плит, а також які мають фрамугу або витяжний вентиляційний канал.

Монтажне положення газових плит наведено на рис. 2.22. Плиту до підводки приєднують за допомогою згону, кутовика або короткозагнутого відводу через пробковий кран.

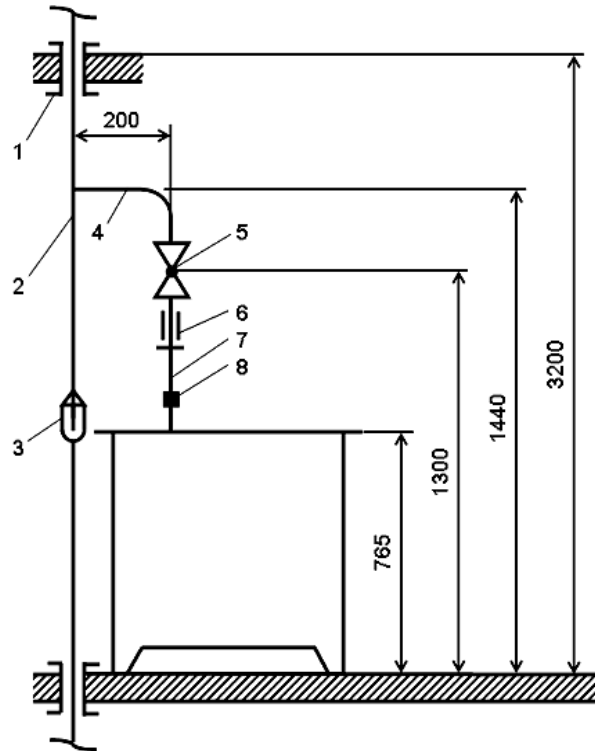


Рис. 2.22 – Монтажне положення газової плити:

1 – гільза; 2 – стояк; 3 – компенсуючий розтруб; 4 – відгалуження; 5 – пробковий кран;
6 – згін; 7 – опуск; 8 - кріплення

Принципове улаштування газової плити наведене на рис. 2.23.

Побутові газові плити можуть бути підлогові (рис. 2.24, а) і настільні (рис. 2.24, б).

Плити випускають для роботи на природному газі з номінальним тиском 1300 і 2000 Па й на зрідженому газі з номінальним тиском 3000 Па. Робота горілок плити з одного виду газу на інший переводиться лише соплами, що знімаються.

Для газових побутових плит застосовують два типи горілок: конфорочні, які служать для приготування їжі на відкритому вогні, і духової шафи, які призначені для нагріву її камери.

Горілки обох типів є ежекційними. У них струм газу підсмоктує (ежектуює) через отвори повітря, потрібне для горіння. Внаслідок цього у змішувальній частині корпусу горілки утворюється газоповітряна суміш, при згорянні якої й утворюється полум'я. Газові горілки влаштовані таким чином, що можуть давати полум'я різної форми й величини. Згоряння газоповітряної суміші порівняно з згорянням чистого газу дозволяє підвищити температуру горіння газу і забезпечує більш повне його згоряння.

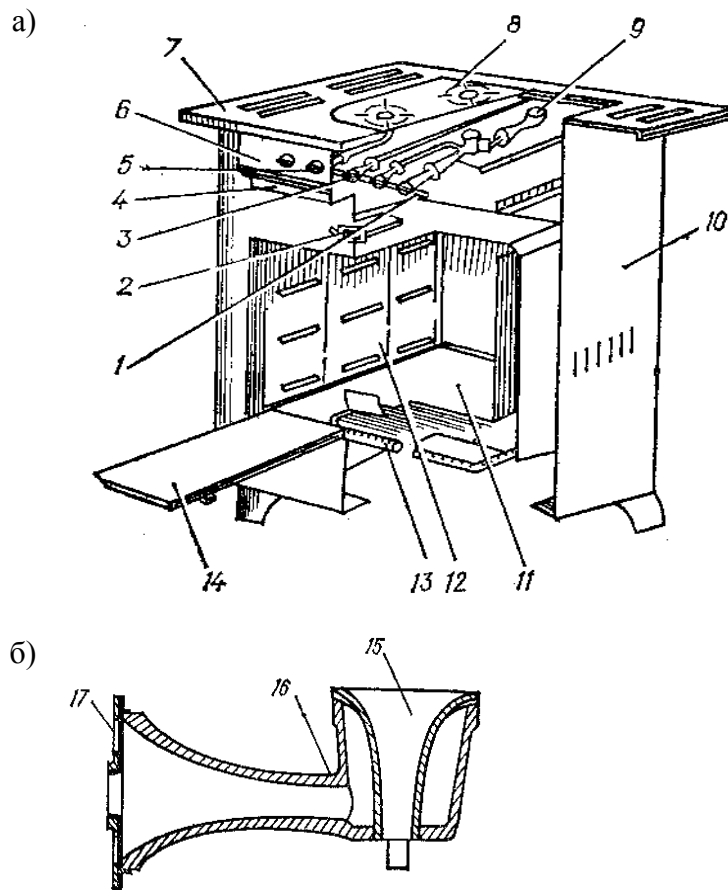


Рис. 2.23 – Газова плита:

а – загальний вигляд; б – пальник: 1 – рампа; 2 – термометр; 3 – кран горілки духової шафи; 4 – піддон; 5 – кран верхньої горілки; 6 – розподільний щиток; 7 – верх плити; 8 – вкладиш; 9 – верхня горілка; 10 – корпус; 11 – нижній лист; 12 – духова шафа; 13 – горілка духової шафи; 14 – дверцята духової шафи; 15 – розсікач; 16 – корпус горілки; 17 – диск

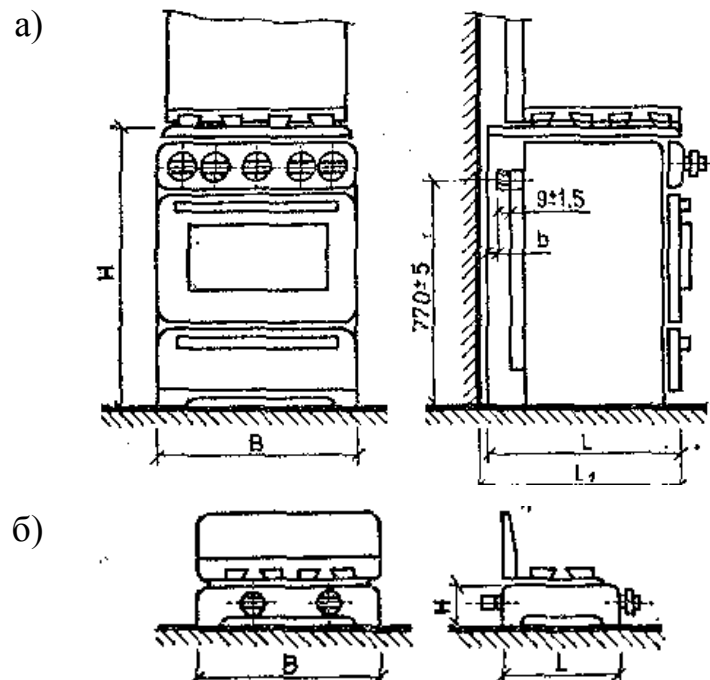


Рис. 2.24 – Побутові газові плити: а – підлогові; б - настільні

Газові водонагрівачі (рис. 2.25) використовують для підігріву води на побутово-господарчі потреби і встановлюють ємні і проточні встановлюють переважно в кухнях. При встановленні ємного водонагрівача в кухні об'єм приміщення повинен бути на 6 м^3 більшим за необхідний для встановлення газових плит. Приміщення, де дозволяється розташовувати водонагрівачі, повинні мати вентиляційний канал, двері, які відкриваються зовні, отвір для потоку повітря перерізом не менше $0,002 \text{ м}^2$ (решітка в стіні, зазор між підлогою і дверми).

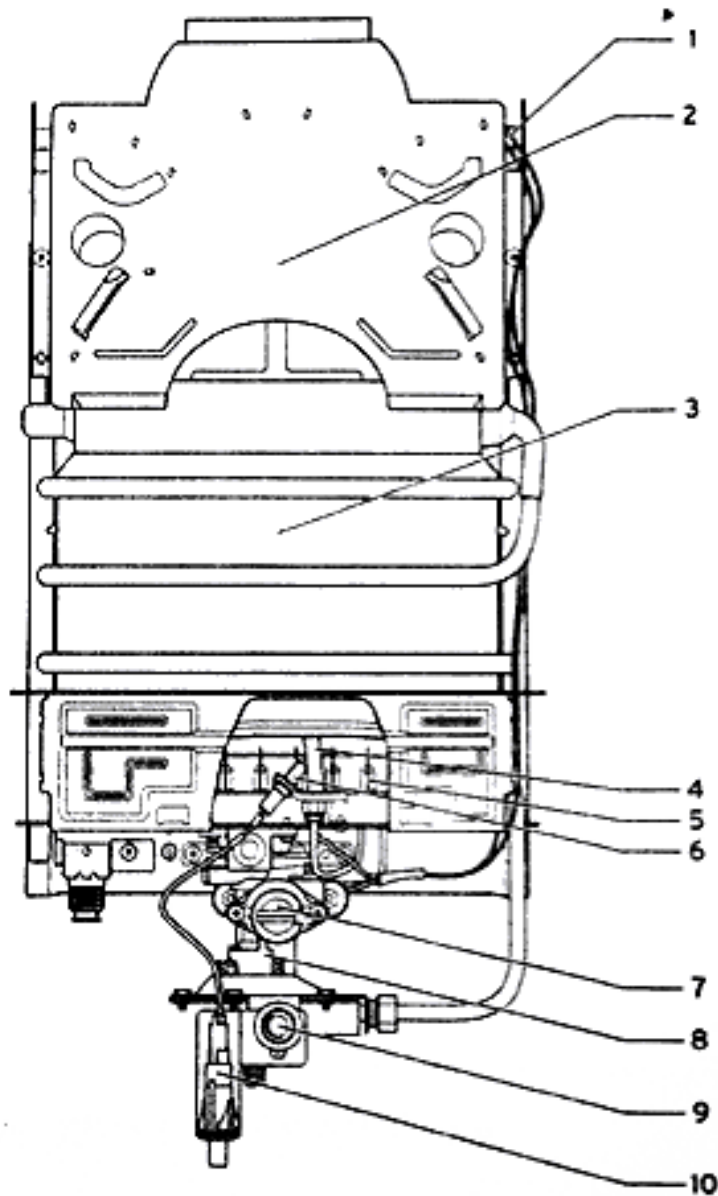


Рис. 2.25 – Газовий водонагрівач:

- 1 – датчик перекидання тяги; 2 – запобіжник тяги; 3 – теплообмінник; 4 – запальна горілка;
 5 – горілка; 6 – електрод розпалювання; 7 – регулятор потужності; 8 – газова арматура;
 9 – терморегулятор; 10 – кнопка п'єзорозпалювання

Принципове монтажне положення водонагрівача в кухні показано на рис. 2.26.

Газові водонагрівачі служать для приготування гарячої води у побутових цілях.

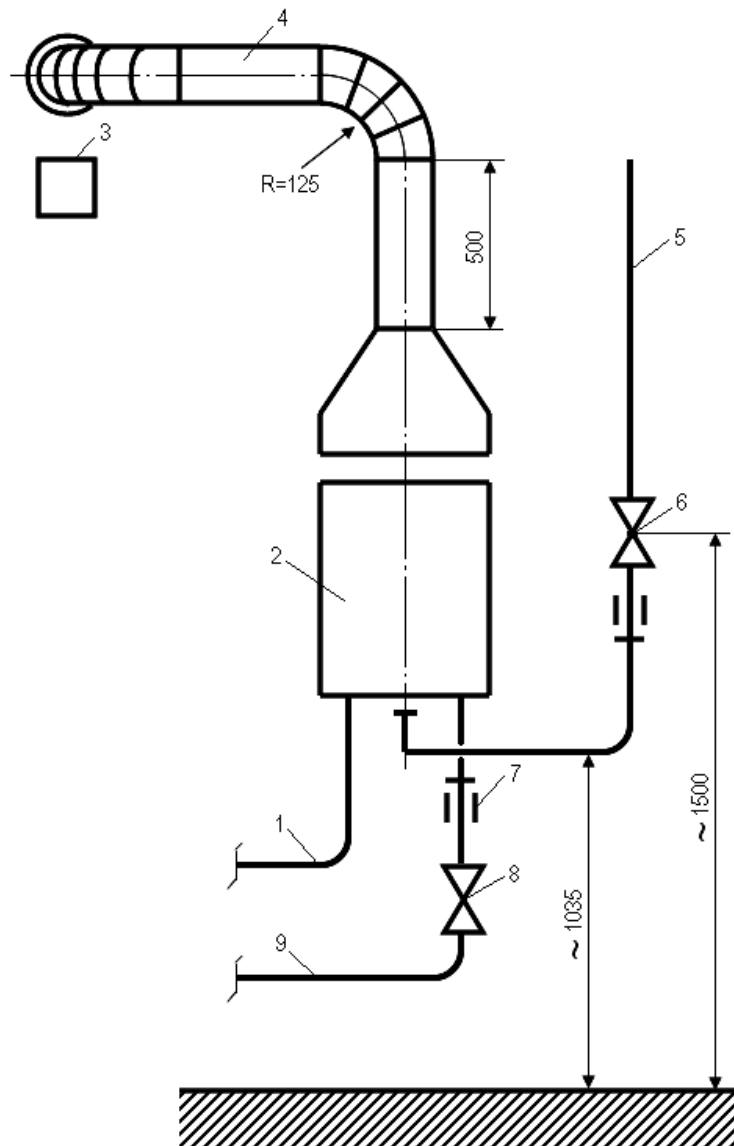


Рис. 2.26 – Принципове монтажне положення водонагрівача в кухні:
 1 – трубопровід гарячої води; 2 – водонагрівач; 3 – лючок для очищення димоходу;
 4 – з'єднувальна димовідвідна труба; 5 – газопровід; 6 – пробковий кран; 7 – різьбове
 з'єднання; 8 – вентиль; 9 – трубопровід холодної води

Котли газові

Класифікація побутових газових котлів

Побутові газові котли – це теплогенеруючі агрегати з тепловою потужністю не більше 100 кВт, температура теплоносія в яких не перевищує 95 °С. Вони використовуються для підтримання необхідної температури теплоносія в автономних центральних і індивідуальних системах опалення.

Побутові котли за конструктивно-технічними й функціональними ознаками можна поділити на такі види:

- за місцем встановлення – підлогові (стаціонарні), які стаціонарно встановлюються на підлогу, й настінні (навісні), які навішуються на стіни за допомогою болтів;

- за матеріалом, з якого виготовлений теплообмінник – на сталеві, чавунні та мідні;
- за типом горілок, що використовують, - з атмосферними і вентиляторними запальниками;
- за принципом відведення продуктів згоряння – димохідні з відкритою камерою згоряння та відведенням димових газів через димохід; парпетні і турбокотли з закритою камерою згоряння та відведенням продуктів згоряння на двір через зовнішню стіну за допомогою спеціального горизонтального коаксіального (двотрубного) металевого димоповітроводу, що входить до комплекту котла;
- за кількістю функцій, що виконує котел, - однофункціональні (одноконтурні), які призначені тільки для опалення, і двофункціональні (двоконтурні), які забезпечують підігрів води як для системи опалення, так й для системи гарячого водопостачання.

Крім котлів, що встановлюються окремо, деякі вітчизняні виробники пропонують мобільні блочно-модульні котельні контейнерного типу, серед них дахові. Вони працюють в автономному режимі, тому їх вигідно використовувати для децентралізованого теплопостачання і гарячого водопостачання багатоквартирних житлових будівель, шкіл, лікарень та інших адміністративних і виробничих об'єктів.

Виходячи з загальноприйнятих тенденцій енергопостачання у конструюванні та виготовленні сучасних побутових газових котлів виробники орієнтуються на низку таких основних вимог:

- ККД котла не повинен бути нижчим 88 %;
- конструкція горілок і камери згоряння повинна забезпечувати повне згоряння газу;
- температура води для гарячого водопостачання не повинна перевищувати 60 °С (для запобігання інтенсивному розкладанню карбонатних солей і відкладанню їх на внутрішніх стінках котла, труб і арматури);
- котел повинен комплектуватись автоматикою безпеки і регулювання, яка забезпечує безаварійну роботу без присутності людини: це автоматичне запалювання пальників і регулювання теплової потужності відповідно до сигналів термодатчиків;
- теплоізоляція зовнішніх поверхонь теплообмінника повинна обмежувати витрати теплової енергії котла до навколишнього середовища;
- усі вузли котла повинні бути високонадійними і ремонтпридатними;
- дизайн котла повинен відповідати всім сучасним естетичним вимогам;
- котел повинен бути доступним й безпечним в експлуатації.

Котли газові настінні двоконтурні

Котли газові настінні двоконтурні призначені для опалення і забезпечення гарячою водою (рис. 2.27). Котли виготовляють з відкритою камерою згоряння (серія

«Авангард» БО) і закритою камерою згоряння (серія «Авангард» БЗ). У серії БО є 3 моделі різної потужності – 20 кВт (20БО), 23,5 кВт (24БО), 26,5 кВт (30БО). Аналогічно в серії БЗ існують моделі потужністю 20 кВт (20БЗ), 24 кВт (24БЗ) і 30 кВт (30БЗ). Повільне регулювання потужності у межах від 9-10 кВт до максимального значення дозволяє стверджувати, що котли „Авангард” задовольняють вимогам до потужності від 9 до 30 кВт.

Передбачено два режими опалення – 30-85 °С і 30-40 °С («тепла підлога»). Усі котли мають спеціальну вбудовану систему діагностики. Котли «Авангард» мають функції автоматичної модуляції полум’я горілки у режимі приготування гарячої води та у режимі опалення, автоматичного розпалювання полум’я горілки, захисту від замерзання та перегріву. Вбудований тришвидкісний насос обладнаний системою видалення повітря. Триходовий клапан обладнаний електромотором, а контур ГВП без інерційною турбіною, яка виконує функції датчика потреби у гарячій воді. Насос і триходовий клапан захищені системами антиблокування.

Настінні газові котли з’явилися порівняно нещодавно. Одне з найбільш точних і ємних визначень цих приладів – котельня в мініатюрі. У корпусі настінного газового котла знаходяться пальник, теплообмінник, пристрій керування, одна або дві циркуляційні помпи, розширювальний бак, манометр, термометр, система безпеки котла.

Потужність настінних газових котлів коливається від 12 до 35 кВт (залежно від фірми-виробника і марки котла). Діапазон приміщень, які можна обігріти і забезпечити гарячою водою досить широкий – площею від 50 до 350 м².

Переваги настінних газових котлів – простота монтажу, компактність і можливість «вписати» настінний котел практично в будь-який інтер’єр.

Класифікують настінні газові котли за такими критеріями:

- потужність;
- кількість контурів: одноконтурні (забезпечують тільки опалення), двоконтурні (забезпечують опалення й гаряче водопостачання).
- За способом приготування гарячої води двоконтурні котли поділяють на агрегати з бойлером та моделі, у яких гарячу воду готують проточним способом;
- спосіб видалення відхідних газів: з природною тягою (типу «камін»), з примусовою тягою (типу «турбо»)
- тип запалювання: електронне запалювання, п’єзозапалювання.

Що стосується потужності, то орієнтовно можна користуватися наступним співвідношенням: 1 кВт потужності котла потрібно для обігріву приблизно 10 м² добре утепленого приміщення за висоти стелі до 3 м.

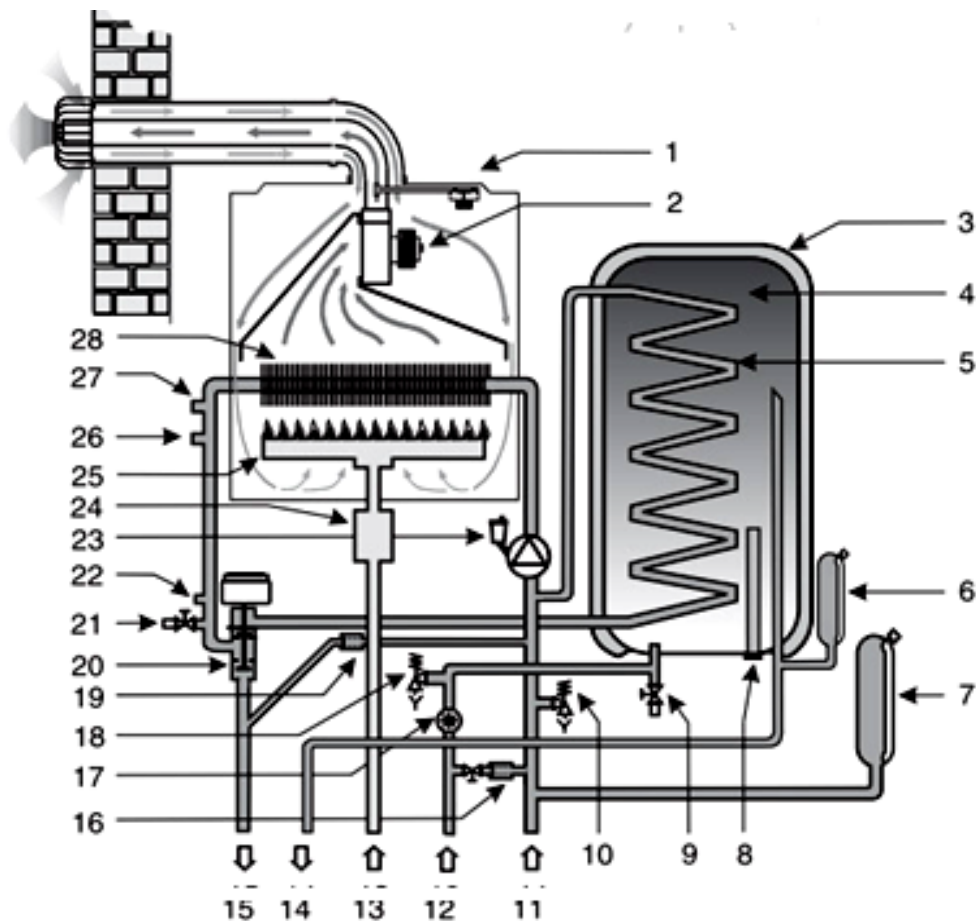


Рис. 2.27 – Двоконтурний котел Protherm

1 – маностат повітря; 2 – вентилятор; 3 – ізоляція баку збирання води; 4 – запасний бак води; 5 – теплообмінник води; 6 – розширювальний бачок води; 7 – розширювальний бачок; 8 – анод; 9 – зливний клапан води для побутових потреб; 10 – запобіжний клапан; 11 – вхід ОВ; 12 – вхід води; 13 – вхід газу; 14 – вихід води; 15 – вихід ОВ; 16 – доповнення ОВ; 17 – датчик витрати води; 18 – запобіжний клапан побутових потреб; 19 – байпас; 20 – трьохходовий клапан; 21 – зливний клапан; 22 – датчик тиску; 23 – насос; 24 – газовий клапан; 25 – горілка; 26 – датчик температури ОВ; 27 – аварійний термостат; 28 – теплообмінник

Конденсаційні котли

Конденсаційні котли (рис. 2.28), які використовують для опалення будівель і вже зайняли 90 % ринку Західної Європи, мають розрахунковий ККД 105-109 % (така цифра виникає у зв'язку з тим, що тепло відбирається не тільки від газу, що спалюється, але й від випадіння конденсату).

Інженерне рішення конденсаційного котла передбачає включення до конструкції додаткового теплообмінника з дуже великою поверхнею нагріву.

Внаслідок існуючих та перспективних цін на енергоносії в Україні і враховуючи, що конденсаційні котли можуть економити до 17 % палива порівняно з традиційними й до 33 % палива із застарілими газовими котлами. Також конденсаційна техніка дозволяє знизити обсяг відхідних шкідливих газів NO_x і CO до 70 % порівняно з традиційними котлами.

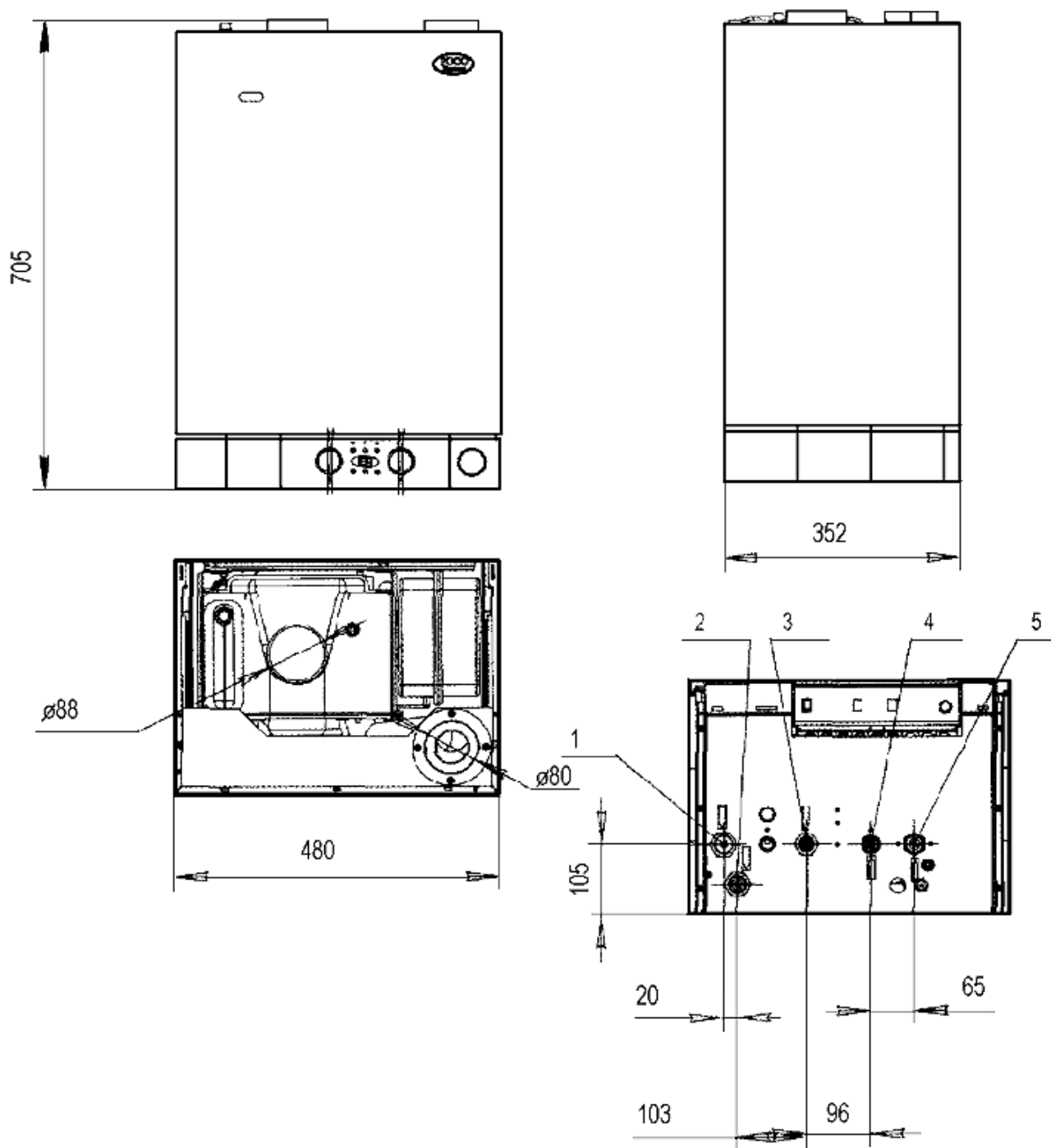


Рис. 2.28 – Конденсаційний котел «РОСС»:

1 – патрубок виходу гарячої води з контуру опалення, 2 – патрубок підключення газової магістралі, 3 – патрубок виходу гарячої води з гідрогрупи, 4 – патрубок входу холодної води в гідро групу, 5 – патрубок входу холодної води в контур опалення

Конвектори газові

Конвектори газові (рис. 2.29) існують ефективною альтернативою системам водяного опалення. Не потребують наявності димоходу. Відрізняються простотою монтажу і можливістю підводу газу з усіх боків.

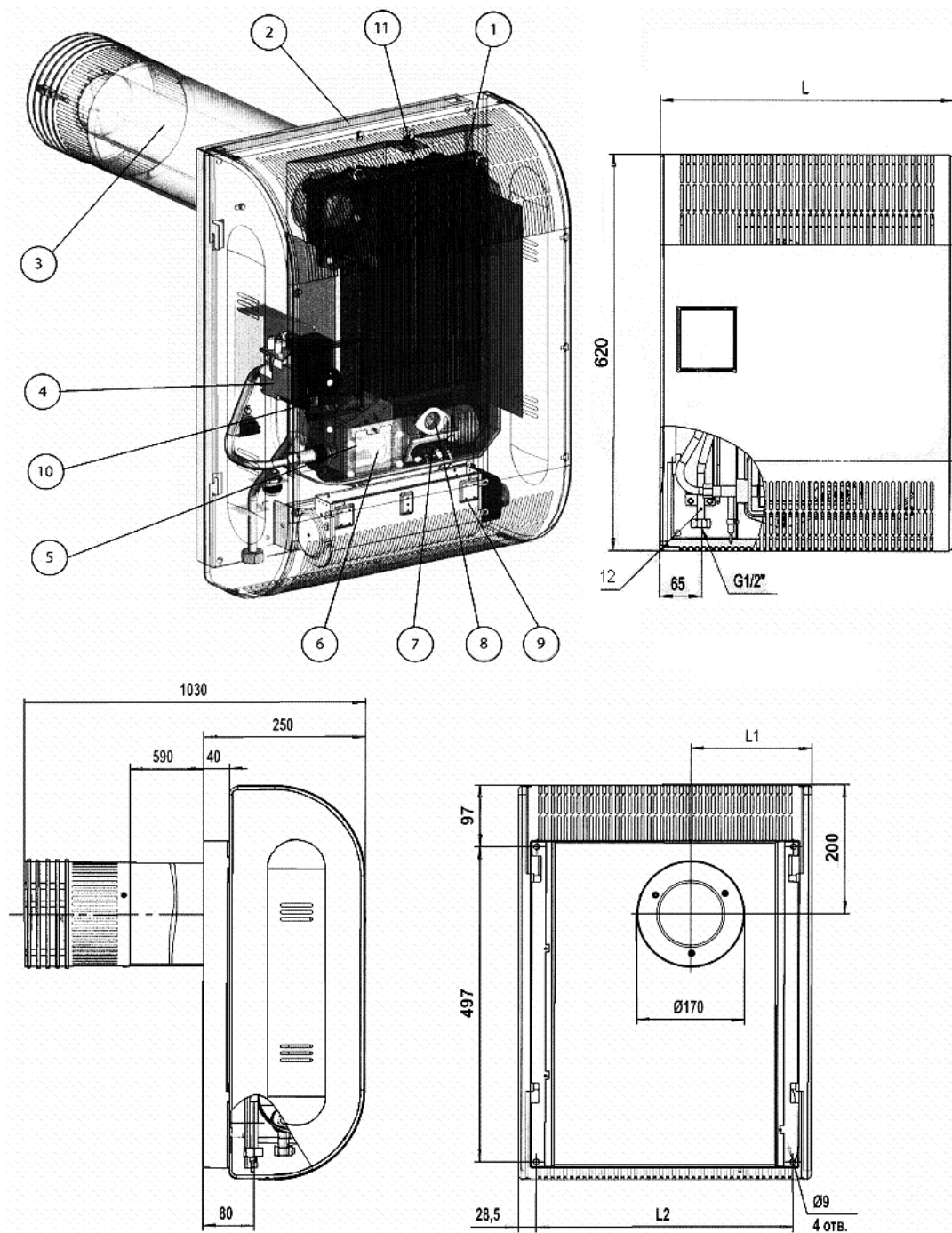


Рис. 2.29 – Конвектор газовий з чавунним теплообмінником: 1 – чавунний теплообмінник IMAR (Італія), 2 – основа, 3 – дефлектор коаксіальний, 4 – блок газової автоматики SIT (Італія), 5 – форсунка, 6 – горілка газова IMAR (Італія), 7 – блок пілотної горілки, п'єзорозпалювання і термопари SIT (Італія), 8 – вікно візуального контролю за горінням основної та пілотної горілки, 9 – вентилятор (для енергозалежних АОГ), 10 – кнопка вмикання вентилятора, 11 – термодатчик, 12 – труба підключення до газової магістралі

Арматура систем газопостачання

Клапани запобіжні запірні

Клапани запобіжні запірні призначені для автоматичного припинення подачі неагресивних вуглеводневих газів до установок газоспоживання при підвищенні або

зниженні тиску газу більш заданих границь. Клапани запобіжні запірні виготовляються на низький тиск, середній тиск, високий тиск.

Клапани швидкодіючі відсічні

Клапани відсічні призначені для роботи як відсічний орган на лінії подавання газу до горілок парових і водогрійних котлів.

Клапани термозапірні

Галуззю застосування термозапірних клапанів (КТЗ) є трубопроводи, що підводять газ до промислових і побутових приладів для його спалювання незалежно від типу приладу. Клапани термозапірні встановлюють або безпосередньо перед приладами, які споживають газ, наприклад у побуті, або на вхідному газопроводі всередині великих споживачів газу, наприклад у котельні, і призначені для автоматичного перекриття газової магістралі при підвищенні температури у приміщенні при пожежі.

Автоматичний термозапірний клапан вміщує корпус, у якому навпроти прохідного отвору встановлений запірний елемент. Запірний елемент утримується стопором і плавкою вставкою. При підвищенні температури клапана більше 72 °С (навколишнього середовища 100 °С) легкоплавка вставка плавиться, звільнюючи прохід для запірного елемента, який пружиною досилається до сідла клапану, перекриваючи потік газу. Клапан термозапірний є приладом разової дії, але багатократного використання. Не підлягає відновленню після пожежі.

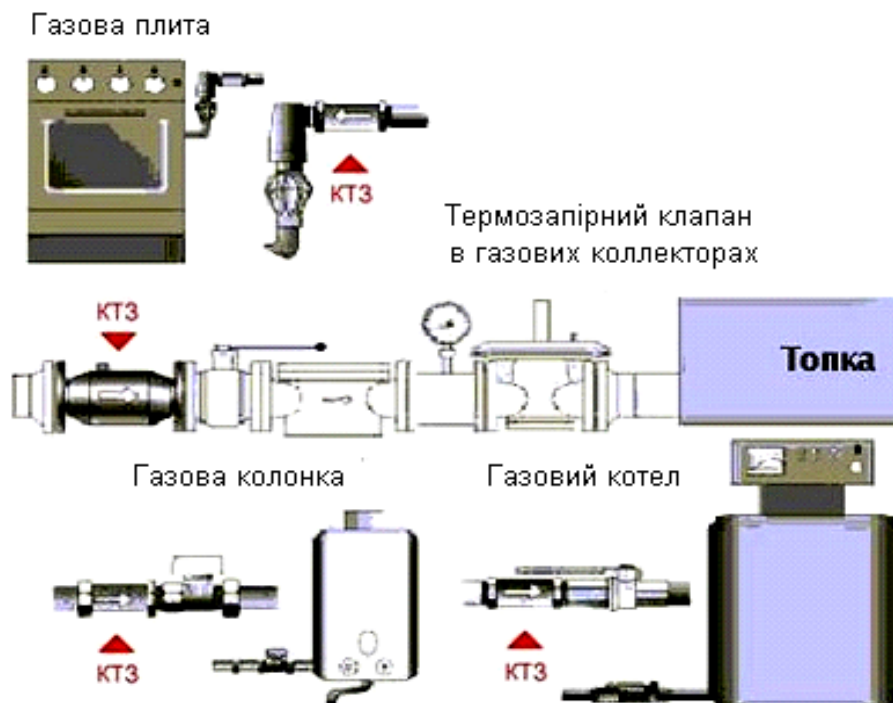


Рис. 2.30 – Схеми встановлення клапанів

Лічильники газу побутові

Лічильники газу побутові призначені для вимірювання кількості газу, який пройшов через лічильник – природного, зрідженого газів.

Лічильники газу турбінні СГ

Лічильники газу СГ призначені для вимірювання об'єму потоків очищених неагресивних одно- і багатокомпонентних газів (природний газ, повітря, азот, аргон тощо з щільністю при нормальних умовах не менше $0,67 \text{ кг/м}^3$).

Принцип дії лічильника оснований на використанні енергії потоку газу для обертання чуттєвого елемента лічильника – турбінки. При такій взаємодії потоку газу з турбінкою остання обертається зі швидкістю, яка пропорційна швидкості (об'ємній витраті) газу. Далі кількість обертів турбінки за допомогою механічного редуктора і магнітної муфти підраховується на інтегруючому пристрої (лічильній головці), який показує об'ємну кількість газу, що пройшла через лічильник за час вимірювання.

Конструктивно лічильник СГ складається з двох основних вузлів: вузла проточної частини турбінки з сполученими деталями, черв'ячною парою редуктора і внутрішньою напівмуфтою, розташованою в корпусі лічильника і схильною до дії газу; вузла лічильної головки з зовнішньою напівмуфтою магнітної муфти і часткою редуктора, розташованого на зовнішньому боці корпусу лічильника і чутливою до впливу температури навколишнього середовища.

У циліндричному корпусі 1 (рис. 2.31) лічильника в проточній частині послідовно за потоком газу розташовані струєвипрямовувач 2, турбінка 3, вузол перетворювача 4. У вузлі перетворювача у кулькопідшипниковому вузлі 5 встановлений вал 7, виконаний сумісно з черв'яком. Останній кінематично пов'язаний з зубчастим колесом 8, яке далі пов'язане з внутрішньою магнітною напівмуфтою 9. Зовнішня напівмуфта 17 магнітної муфти закріплена в корпусі 10, частина якого у вигляді валу встановлюється на кулькопідшипники. Обертання зовнішньої напівмуфти 17, тобто зубчастих колес механічного редуктора, передається на цифрові цимбали 11 лічильного пристрою. У конструкції редуктора передбачена змінна пара шестернів 12 за допомогою якої при градуюванні лічильника виконується підбір необхідної редукції для отримання на цифрових цимбалах відповідних показників. Для проведення градуювання і перевірки у конструкції лічильного приладу передбачене влаштування зчитування імпульсів, кількість яких на кожний оберт турбінки значно більше обертів першого цимбали лічильного пристрою. Цим досягається підвищення точності вимірювання об'єму газу, який пройшов через лічильник. Зовні на корпусі встановлений масляний насос з маслопроводами 13 для подачі мастила до підшипників турбінки при періодичному експлуатаційному обслуговуванні. У масляний насос мастило заливається із ємності, яка прикладається до ЗІП. Підшипникові опори магнітної муфти і лічильного редуктора змащуються на заводі-виготовнику і в подальшому – при перевірці і ремонтних роботах.

На корпусі лічильника передбачена клема (гвинт) 14 для кріплення проводу заземлення. Лічильний пристрій – 8-розрядний роликовий механізм, нижчий розряд

якого пов'язаний з останнім зубчастим колесом редукторного механізму. Механізм редуктора і лічильний пристрій розташовані в одному корпусі 15, який має вікно під цифрові ролики. Корпус лічильного пристрою має можливість обертатись округ вертикальної вісі для забезпечення вигоди зчитування показників лічильника. Після встановлення положення корпус фіксується у цьому положенні гвинтом 16.

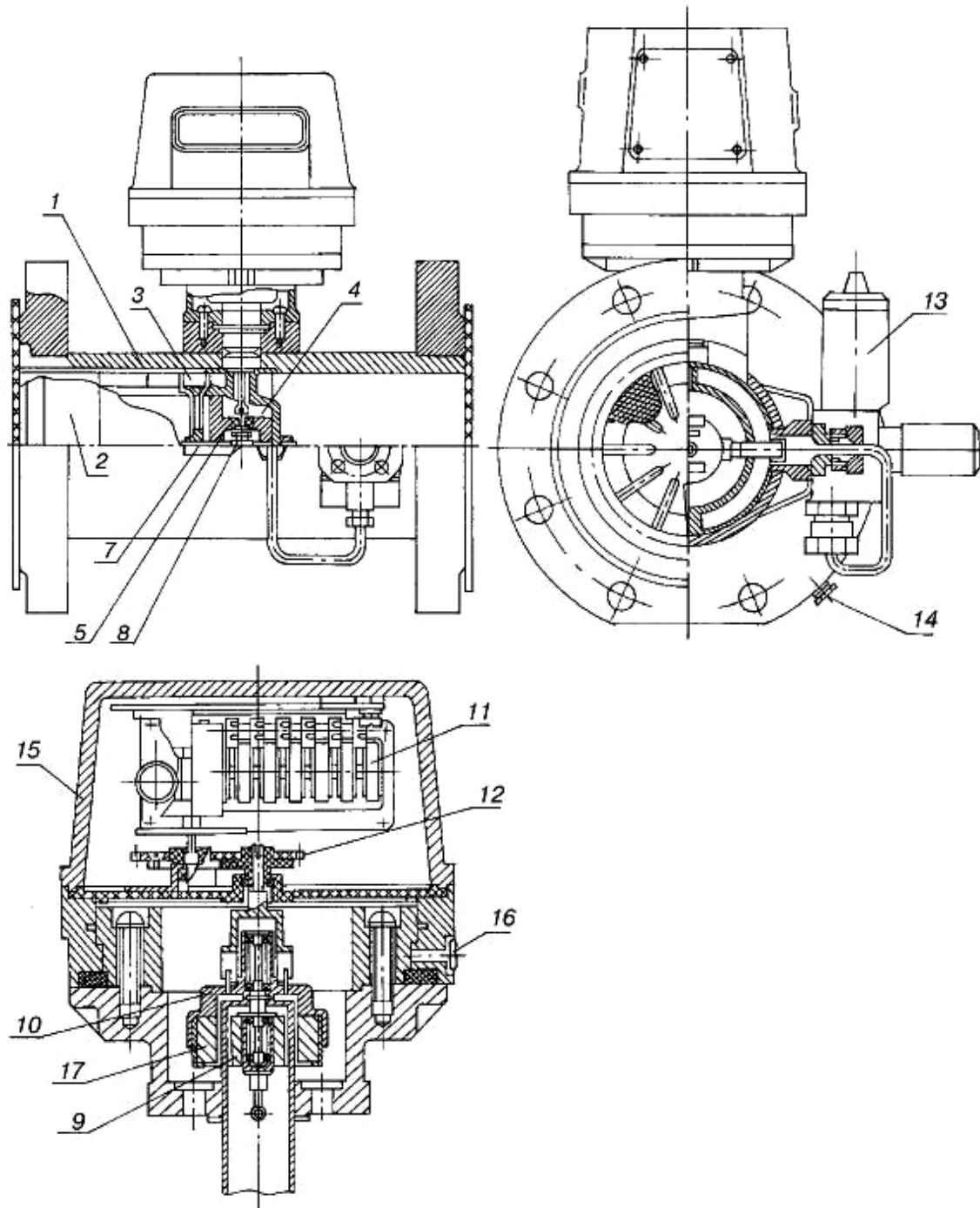


Рис. 2.31 – Схема турбінного лічильника газу СГ:

1 – корпус; 2 – струєвипрямовувач; 3 – турбінка; 4 – вузол перетворювача; 5 – шарико-підшипниковий вузол; 7 – вал; 8 – зубчасте колесо; 9 – внутрішня напівмуфта; 10 – корпус напівмуфти; 11 – цифрова цимбала; 12 – шестерня; 13 – масляний насос; 14 – клемма; 15 – кришка лічильного пристрою; 16 – гвинт; 17 – зовнішня напівмуфта

2.9. Розрахунок систем газопостачання будівель

Гідравлічний розрахунок внутрішніх газопроводів роблять після вибору розміщення газових приладів у приміщенні будівлі та складання аксонометричної розрахункової схеми трубопроводів.

Для газової плити на чотири конфорки об'єм кухні повинен бути не менше 15 м³, тобто на одну конфорку має припадати приблизно 4 м³.

При розміщенні водонагрівника у приміщенні кухні збільшувати кубатуру її не треба, оскільки газові прилади звичайно працюють неодноразово.

Розрахункові витрати газу на ділянках мережі, м³/год:

$$Q_d^h = \sum_{i=1}^m k_{sim} \cdot q_{ном} \cdot n_i, \quad (2.12)$$

де $\sum_{i=1}^m$ - сума добутків величин; m - кількість типів приладів; k_{sim} - коефіцієнт одночасності для однотипних приладів; визначають за додатком 3 СНиП 2.04.08-87; $q_{ном}$ - номінальна витрата газу приладом, м³/год.; визначають за формулою або за паспортом приладу; n_i - кількість однотипних приладів. Середній перепад тиску від вводу в будівлю до найвіддаленішого газового приладу в ній, мм вод. ст.:

$$\Delta P_{сер} = \frac{\Delta P}{\sum l_{\phi}}. \quad (2.13)$$

Тут ΔP - розрахунковий перепад тисків у внутрішніх газопроводах, мм вод. ст.,

$\Delta P = 30$ мм вод. ст.; $\sum l_{\phi}$ - протяжність усіх розрахункових ділянок від вводу до найвіддаленішого приладу, м.

За відомими значеннями витрат газу на кожній ділянці мережі і середнім перепадом тисків $\Delta P_{сер}$ /з номограми/ аналогічно визначають діаметри d і фактичні питомі опори ΔP_{nut} ділянок мережі. Лінійні опори на ділянках ΔP_{ϕ} знаходять аналогічно розрахунку зовнішніх газопроводів низького тиску.

Місцеві опори $Z_{д\ddot{u}л}$ знаходять як величини, пропорційні втратам тиску на прямолінійних ділянках газопроводів. Так, для вводу в будівлю місцевий опір дорівнює 25% від лінійних втрат на вводі, на стояках - 20%, на внутрішньоквартальному розведенні при його довжині 1...2 м - 450%, 3...4 м - 200%, 5...7 м - 120% і 8... 12 м - 50%. Розрахунок внутрішніх газопроводів вважають виконаним, якщо сума лінійних і місцевих опорів від місця вводу до найвіддаленішого газового приладу дорівнює величині ΔP .

Якщо ΔP виявиться значно менше від $\sum (\Delta P_{\phi} \cdot l_{д\ddot{u}л} + Z_{д\ddot{u}л})$ треба на одній з розрахункових ділянок внутрішнього газопроводу збільшити діаметр, а якщо більше - зменшити діаметр газопроводу.

2.10. Використання зрідженого газу

В окремих районах міст та в населених пунктах, де немає газових мереж, набуло поширення газопостачання зрідженими вуглеводневими газами (ЗВГ). Побутові газові прилади в цьому випадку отримують газ від індивідуальних або групових установок зрідженого газу (рис. 2.32). Індивідуальною балонною установкою рахують установку газопостачання ЗВГ, до складу якої входить не більше 2-ох балонів. Індивідуальні балонні установки допускається встановлювати як зовні, так і всередині приміщень (рис. 2.32, а, б). Для зниження тиску газу і підтримування його на заданому рівні безпосередньо на балоні або біля нього встановлюють редуктор. Газовий прилад і балон з'єднують сталевим газопроводом або гнучким рукавом. У приміщеннях встановлюють лише один балон.

Використання балонів всередині будинків, які мають більше 2-ох поверхів, заборонено. Крім того, забороняється встановлювати балони з газом в жилих кімнатах, в цокольних і підвальних приміщеннях та приміщеннях, що розташовані під торговими залами та залами для глядачів, класами чи іншими аналогічними приміщеннями, де можливе скупчення людей.

Для газопостачання ЗВГ багатоповерхових житлових будинків і промислових підприємств застосовують групові установки (при максимальній загальній ємності всіх балонів: 600 л – для житлових і громадського призначення будинків; 1500 л – для промислових підприємств) або резервуарні установки ємністю резервуарів 2,5 і 5 м³. Найчастіше влаштовують підземні резервуарні установки, рідше – надземні. Кількість резервуарів в такій установці – не більше 8.

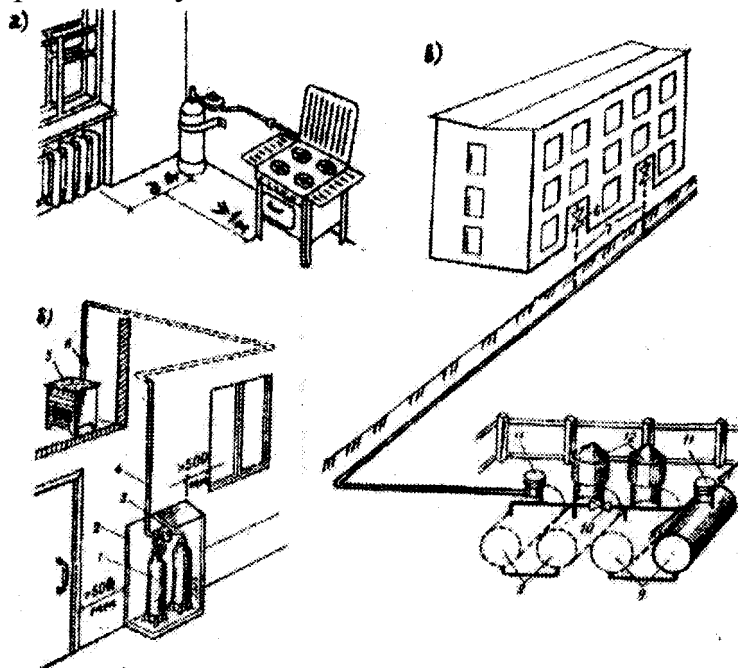


Рис. 2.32 – Газопостачання зрідженими газами:

а – індивідуальними балонними установками всередині приміщення; б – теж саме з балонами зовні будинку; в – з резервуарними установками

В побуті для зрідженого газу переважно використовують балони ємністю 60 л. Сумарна маса балона з ЗВГ становить 57 кг, теплота згоряння зрідженого газу (пропан-бутанові суміші) – 50 МДж/кг. Відносна густина до повітря: пропану – 1,56; бутану – 2,09. Розрахункову продуктивність газового балону приймають 0,25 м³/г, що вистачить для постачання газом одного пальника інжекційного типу приблизно 350 годин безперервного горіння. ЗВГ розливають у балони на спеціальних газонаповнювальних станціях.

Проектування та експлуатацію систем газопостачання ЗВГ слід виконувати відповідно до вимог ДБН В.2.5-20-2001 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Газопостачання».

Приклади розрахунків

Приклад 2.1. Виконати гідравлічний розрахунок кільцевих газових мереж низького тиску мікрорайонів № 1 і 2 (див. рис. 2.33)

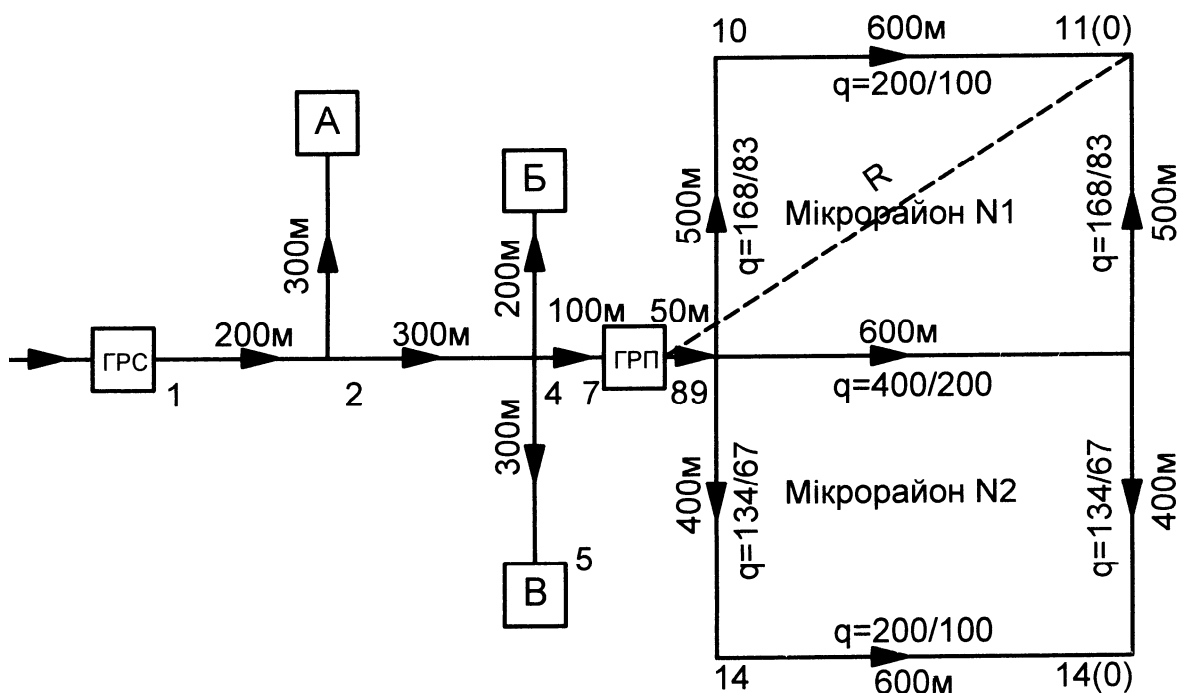


Рис. 2.33 – До розрахунку газопроводів низького і середнього тиску:

А – промислове підприємство; Б – механізована пральня; В – районна опалювальна котельня;
R – радіус дії ГРП; q – витрата газу, м³/год (у чисельнику – супутня на ділянці, у знаменнику – еквівалентна)

Мікрорайони мають рівномірно розподілені витрати. Природний газ з теплою згоряння 8500 ккал/м³ й щільністю 0,73 кг/м³ використовується на побутові й комунально-побутові потреби. Розрахункова годинна витрата газу $Q_{\text{розрах}} = 1400$ м³/год. Радіус дії ГРП R=800 м. Фактична довжина ділянок мережі наведена на рис. 2.33. Щільність населення у мікрорайонах однакова.

Визначаємо умови живлення газом розрахункових ділянок мережі й розрахункову довжину ділянок, окрім ділянки 8-9, на якій витрата газу є транзитною.

Питома витрата газу

$$q_{\text{ит}} = Q_{\text{розр}} / \sum l_{\text{розр}} = 1400 / 2100 = 0,666 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{м}.$$

Потім визначаємо супутні й еквівалентні витрати газу на кожній розрахунковій ділянці мережі. Всі показники розрахунків заносимо до табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Супутні й еквівалентні витрати до розрахунку мережі низького тиску мікрорайонів № 1 і 2

Розрахункова ділянка	Довжина ділянки, м		Витрата на ділянці, м ³ /год	
	l_{ϕ}	$l_{\text{розр}}$	q_c	$q_{\text{екв}}$
9-10	50	250	166	83
10-11	600	300	200	100
11-12	500	250	166	83
12-13	400	200	134	67
13-14	600	300	200	100
14-9	400	200	134	67
9-12	600	600	400	200

Примітка. На ділянці 9-12 двобічне живлення, на інших – однібічне.

На розрахунковій схемі (рис. 2.33) приймають напрямок потоків газу від ГРП до нульових точок 11 і 13. На цій же схемі ставлять фактичну довжину ділянок і значення супутніх й еквівалентних витрат.

Далі визначають транзитні й розрахункові годинні витрати газу на кожній розрахунковій ділянці мережі. Розрахункова годинна витрата газу на ділянці 8-9 дорівнює 1400 м³/год. Значення транзитних й розрахункових витрат заносять до табл. 2.8.

За формулою $H_{\text{сер}} = \Delta H / \sum l_{\text{розр}}$ встановлюють середні питомі втрати тиску від ГРП до нульових точок.

На ділянках 8-9-10-11, 8-9-12-11 $H_{\text{сер1}} = H_{\text{сер2}} = 120 / (50 + 600 + 500) = 0,1$ кгс/м²; на ділянках 8-9-14-13 і 8-9-12-13 $H_{\text{сер3}}$ і $H_{\text{сер4}} = 120 / (50 + 400 + 500) = 0,11$ кгс/м².

За $Q_{\text{розр}}$ на ділянці (табл. 2.8) і відповідному $H_{\text{сер}}$ у номограмі (рис. 2.13) знаходять діаметр газопроводу і питому втрату тиску на ділянці. Так, на ділянці 11-10, де $Q_{\text{розр}} = 100$ м³/год і $H_{\text{сер}} = 0,1$ кгс/м² на 1 м, на номограмі відображають точку А. Із точки А (витрата газу на ділянці не змінюється) пряма перетинається з прямою $d = 121$ мм. Із точки перетину Б опускають перпендикуляр на вісь абсцис і на ній знаходимо значення питомої втрати тиску на ділянці 11-10: $H_{11-10} = 0,07$ кгс/м² на 1 м.

Наступні ділянки мережі розраховуються аналогічно ділянці 11-10.

У кільці II сумарні втрати тиску в напівкільцях (первинний розрахунок) за табл. 2.8 дорівнюють 86 і 83 кгс/м² при розрахунковій втраті тиску 120 кгс/м²; нев'язка – більше 15 %.

У зв'язку з цим у кільці II виконують вторинний розрахунок (табл. 2.8). При цьому сумарні втрати тиску в напівкільцях дорівнюють 110 і 106 кгс/м². Нев'язка в напівкільцях:

- у кільці I $((120-110)/120)100\%=9\%$; $((120-105)/120)100\%=12\%$;
- у кільці II $((120-110)/120)100\%=9\%$; $((120-106)/120)100\%=11\%$.

Таблиця 2.8 – Розрахунок мережі низького тиску

Розрахункова ділянка	l_{ϕ} , м	Витрата газу на ділянці, $\text{м}^3/\text{год}$				d , мм	Втрати тиску, $\text{кгс}/\text{м}^2$		
		q_c	$q_{\text{екв}}$	q_m	$Q_{\text{розр}}$		H (на 1 м)	H l_{ϕ} (на всю ділянку)	H $l_{\phi}+z$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кільце I (первинний розрахунок)									
11-10	600	200	100	-	100	121	0,07	42	46
10-9	500	166	83	200	283	159	0,1	50	55
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Всього									110
11-12	500	166	83	-	83	108	0,09	45	50
12-9	600	400	200	300	500	219	0,07	42	46
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Всього									105
Кільце II (первинний розрахунок)									
13-14	600	200	100	-	100	133	0,042	25	28
14-9	400	134	67	200	267	159	0,11	44	49
9-8	50	-	-	1400	400	273	0,16	8	9
Всього									86
13-12	400	134	67	-	67	108	0,06	24	27
12-9	600	400	200	300	500	219	0,07	42	47
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Всього									83
Кільце II (вторинний розрахунок)									
13-14	600	200	100	-	100	133	0,045	27	30
14-9 ¹	200	67	33,5	200	233,5	133	0,2	40	44
9 ¹ -9	200	67	33,5	267	300,5	159	0,12	24	27
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Всього									110
13-12 ¹	200	67	33,5	-	33,5	76	0,095	19	21
12 ¹ -12	200	67	33,5	67	100,5	108	0,13	26	29
12-9	600	400	200	300	500	219	0,07	42	47
9-8	50	-	-	1400	1400	273	0,16	8	9
Всього									106

Нев'язка в напівкільцях – менше 10-15 %; діаметри на ділянках підібрані правильно.

Чим вище сумарні втрати тиску на півкільцях, тим менше діаметри газопроводів, тобто зменшується металомісткість і вартість газових мереж.

Далі визначають нев'язки втрат тиску в кільцях мережі:

- у кільці I $((110-105)/110)100\%=4,5\%$;
- у кільці II $((110-106)/110)100\%=3,6\%$.

Нев'язки у кільцях – менше 10 %; гідравлічний розрахунок кільцевих мереж виконаний правильно.

Приклад 2.2. Виконати гідравлічний розрахунок міських магістральних (тупикових) газопроводів середнього тиску. Дані для розрахунку подані у табл. 2.9.

Таблиця 2.9 – Розрахункові годинні витрати і тиск газу

Ділянки розподілу і споживання газу	Розрахункові годинні витрати газу, м ³ /год	Необхідний абсолютний тиск газу, кгс/см ²
А	2000	2,8
Б	100	2,8
В	1600	2,7
ГРП	1400	2,8

Після вибору місця розташування ГРС і трасування мережі визначаємо розрахункові годинні витрати газу на кожній ділянці мережі. Фактичну довжину ділянок приймають за схемою (рис. 2.36), а розрахункову знаходять за формулою $l_{розр}=l, II_{ф}$.

Знаючи початковий тиск газу у ГРС ($p_n=4$ кгс/см²) і тиск у газопроводах, підключених до самого віддаленого від ГРС споживача ($p_k=3,7$ кгс/см²), знаходять:

$$\alpha_{сер}=(4^2-3,7^2)/(1,1 \cdot 0,85)=2,31/0,935=2,5.$$

За розрахунковими годинними витратами газу на ділянках і $\alpha_{сер}$, використовуючи номограму (рис. 2.13), визначають діаметри газопроводів і фактичне значення α для кожної ділянки мережі. Так, для ділянки 1-2, де витрата газу дорівнює 5100 м³/год і $\alpha_{сер}=2,5$, $d=219$ мм і $\alpha_{1-2}=1,2$. Далі визначаємо кінцевий тиск газу на ділянці 1-2:

$$p_k=\sqrt{4^2 - 1,2 \cdot 0,275}=3,94 \text{ кгс/см}^2.$$

Всі результати розрахунку заносять до табл. 2.10.

Якщо при даних діаметрах на ділянках мережі розрахунковий тиск дорівнює необхідному тиску, прийнятому в споживачів газу, або більше його, то гідравлічний розрахунок магістральних газопроводів вважається виконаним. Якщо розрахунковий тиск у газопроводах, підключених до споживачів, менше необхідного, слід збільшити діаметри на одній або декількох ділянках мережі. У даному прикладі

розрахунків тиски газу більше необхідних. Розрахунок газопроводів середнього тиску виконаний правильно.

Таблиця 2.10 – Розрахунок мережі середнього тиску

Розрахункова ділянка	Розрахункова година витрата $Q_{\text{розрах}}, \text{ м}^3/\text{год}$	Діаметр газопроводів $d, \text{ мм}$	Довжина ділянки, км		Початковий абсолютний тиск $p_{\text{п}}, \text{ кгс/см}^2$	Параметри втрат тиску α	Кінцевий абсолютний тиск $p_{\text{к}}, \text{ кгс/см}^2$
			$l_{\text{ф}}$	$l_{\text{розрах}}$			
1-2	5100	219	0,25	0,275	4	1,2	3,94
2-4	3100	159	0,3	0,33	3,94	2,4	3,85
2-3	2000	133	0,3	0,33	3,94	2,6	3,84
4-5	1600	133	0,3	0,33	3,85	1,8	3,78
4-6	100	57	0,2	0,22	3,85	0,5	3,83
4-7	1400	133	0,1	0,11	3,85	1,2	3,82

Приклад 2.3. Приклад гідравлічного розрахунку внутрішньої системи газопостачання 5-поверхового будинку з розташуванням вводу в землі. У кухнях встановлюють 4-комфорні газові плити. Гаряча вода подається з бойлерів, розташованих у ЦТП. Теплота згоряння природного газу $Q_{\text{н}}^{\text{п}}=8500 \text{ ккал/м}^3$ (35590 кДж/м^3).

Газопровід прокладається у землі, на відстані 2 м від будівлі. Газ подається через стояки, розташовані у сходових клітинах.

Тиск газу у розподільному газопроводі, який прокладається по вулиці, дорівнює 220 мм вод. ст. (за даними Управління газового господарства).

Витрати газу газовою плитою розраховують за формулою

$$Q_{\text{г}} = Q_{\text{л}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 10000 / 8500 = 1,18 \text{ м}^3/\text{год}$$

де $Q_{\text{л}}$ – теплове навантаження газової плити (відповідно паспорту приладу), ккал/год.

У прикладі надається гідравлічний розрахунок системи газопостачання житлового будинку. Розрахунок починають від найбільш віддаленого газового приладу – 5 поверх, стояк Ст. 1, кран 1. Довжина розрахункових ділянок відповідно плану й розрізу будівлі наведена у табл. 2.11.

Витрати газу, $\text{м}^3/\text{год}$, на кожній розрахунковій ділянці розраховуються за формулою (2.3).

Лінійні втрати тиску на всій ділянці визначають за формулою (2.4)

У табл. 2.11 сума $\sum (l_{\text{уч}} \cdot \Delta H_{\text{уч}} + z_{\text{уч}}) = 23,86 < 35 \text{ мм вод. ст.}$, тобто гідравлічний розрахунок вірний.

Таблиця 2.11 – Гідравлічний розрахунок внутрішнього газопроводу житлового будинку

Номер ділянки	Кількість 4-комфорних плит	Коефіцієнт одночасності K_o	Розрахункова витрата газу Q_3 , м ³ /год	Довжина ділянки, l , м	Діаметр газопроводу d , мм	Лінійні втрати тиску		Місцеві втрати $z_{yч}$	Загальні втрати тиску $l_{yч} \cdot \Delta H_{yч} + z_{yч}$
						1 м ділянки $\Delta H_{yч}$	на всю ділянку $l_{yч} \cdot \Delta H_{yч}$		
						мм вод. ст.			
1-2	1	1	1,18	5,0	15	0,36	1,8	2,16	3,96
2-3	2	0,65	1,53	3,0	15	0,60	1,8	0,36	2,16
3-4	4	0,35	1,65	3,0	15	0,70	2,1	0,42	2,52
4-5	6	0,28	1,98	3,0	15	0,90	2,7	0,54	3,24
5-6	8	0,265	2,49	3,0	15	1,30	3,9	0,78	4,68
6-7	10	0,254	3,0	7,0	20	0,50	3,5	0,70	4,20
7-8	20	0,235	5,54	20,0	50	0,015	0,3	0,75	1,05
8-A	30	0,231	8,18	30,0	50	0,025	0,8	0,20	1,00
23,86									

Контрольні запитання

1. Призначення систем газопостачання і їхніх джерел.
2. Наведіть класифікацію систем газопостачання.
3. Методи прокладання розподільних і розвідних газопроводів.
4. Яка мета гідравлічного розрахунку газових мереж?
5. Як користуватися номограмою гідравлічного розрахунку газопроводів середнього і високого тиску (ключ до номограми)?
6. Як користуватися номограмою гідравлічного розрахунку газопроводів низького тиску?
7. Як визначають річні й годинні витрати газу на побутові потреби? Яке інженерне обладнання входить до складу системи газопостачання?
8. Яке інженерне обладнання входить до складу системи газопостачання?
9. Які труби й арматура використовуються в системі газопостачання?
10. За допомогою яких приладів вимірюється витрата газу?
11. За допомогою яких газових приладів можливе нагрівання холодної води?

3. ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1. Санітарно-гігієнічні основи вентиляції та кондиціювання повітря

Людина знаходиться у безперервній взаємодії з зовнішнім середовищем. По-перше, людина дихає оточуючим її повітрям. За добу у середньому крізь легені проходить 15 кг повітря. По-друге, повітря омиває тіло людини і знаходиться з нею у тепловому контакті.

Тому для життєдіяльності організму людини важливі наступні параметри повітря:

- метеорологічні параметри (температура, відносна вологість, швидкість);
- хімічний склад повітря (відсотковий склад кисню, вуглекислоти, наявність шкідливих парів й газів);
- наявність пилу в повітрі (пил органічний, мінеральний, кварцовий, азбестовий).

Надлишок (або недостатність) теплоти і вологи, наявність шкідливих парів, газів і пилу в повітрі визначають негативну дію середовища на людину і називаються шкідливостями.

Задачею В і СКП є боротьба з шкідливостями. Самими розповсюдженими шкідливостями, які потребують залучення економічних і технічних засобів, є теплота і волога.

3.1.1. Шкідливі пил, пари і гази у повітрі приміщення

Пил – це сукупність часток твердої або рідкої речовини у повітрі. Зважені в повітрі частки називаються аерозолями.

Пил буває:

а) за походженням: мінеральний і органічний (рослинного і тваринного походження);

б) за дією на людину: нейтральний, токсичний (отруйні речовини), кремнієвий, азбестовий (канцероген);

в) за дисперсністю:

- крупний, більше 50 мкм (легко затримується верхніми дихальними шляхами);
- середньої дисперсності, від 50 до 10 мкм (глибоко проникає у дихальні шляхи і частково у легені);
- дрібнодисперсний, менше 10 мкм (глибоко проникає у легені).

Найбільш важко уловлюється фільтрами і найбільш небезпечний.

За класами небезпечності шкідливі пари і гази поділяються на:

I клас – надзвичайно небезпечні;

II клас – високо небезпечні;

III клас – помірно небезпечні;

IV клас – мало небезпечні.

За характером дії умовно поділяються на:

- 1) задушливі (синильна кислота), які діють на органи дихання;
- 2) дратливі (хлор, аміак), які діють на поверхню слизової;
- 3) наркотичні (ацетон, бензин), які діють на нервову систему;
- 4) такі, що отруюють (окисел вуглецю), які діють на організм у цілому.

У повітря приміщення і, внаслідок, у органи дихання людини шкідливі пари і гази попадають частіше у виробничих приміщеннях при здійсненні технологічних процесів.

Оскільки абсолютно виключити попадання шкідливих парів та газів у повітря приміщення неможливо, їх вміст у повітрі визначається гранично допустимими концентраціями (ГДК), які виражені у г/м^3 , мг/м^3 . Величина ГДК залежить від шкідливості речовини. Для шкідливих речовин, діючих на людину однонаправлено повинна виконуватись умова:

$$\sum_{i=1}^n \frac{c_i}{\text{ГДК}_i} \leq 1, \quad (3.1)$$

де C_i – концентрація і-го компонента, г/м^3 ; ГДК_i – гранично допустима концентрація цього компонента, г/м^3 ; i – порядковий номер компонента; n – кількість одночасно діючих компонентів, шт.

Для розбавлення шкідливості від ГДК система вентиляції повинна подати у приміщення об'єм свіжого повітря, який визначається із рівняння:

$$L = \frac{C}{\text{ГДК} - C_{\text{пр}}}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.2)$$

де C – кількість шкідливості, яка надходить у приміщення, г/год. ; ГДК , $C_{\text{пр}}$ – відповідно ГДК даної шкідливості та її концентрація у припливному повітрі, г/м^3 .

Діючими нормами заборонено використовувати припливне повітря, у якому вміщується більше 0,3 ГДК шкідливості.

Герметизація об'ємів, в яких знаходяться шкідливі пари та гази, а також локалізація шкідливості у місцях найбільших концентрацій засобами витяжної вентиляції дозволяють значно зменшити об'єм повітря, що подається у приміщення, і знизити витратність СВ.

3.1.2. Властивості вологого повітря

Суміш сухого повітря з водяною парою називається вологим повітрям. Атмосферне повітря, яке складається із кисню, азоту, вуглекислоти і невеликої кількості інертних газів, завжди вміщує деяку кількість водяної пари.

Згідно закону Дальтона сума парціальних тисків газових компонентів дорівнює повному тиску суміші. Якщо розглядати вологе повітря як бінарну суміш сухого повітря і водяної пари, можна записати

$$P_0 = P_v + P_n, \quad (3.3)$$

де P_0 – барометричний тиск вологого повітря, Па; P_v – тиск сухого повітря, Па; P_n – тиск водяної пари, Па.

Відносна вологість повітря, яка є одним з основних метеорологічних параметрів, визначається за залежністю

$$\varphi = \frac{P_n}{P_{nn}} 100\%, \quad (3.4)$$

де P_{nn} – парціальний тиск насиченої пари.

Відносна вологість повітря визначається як виражене у долях одиниці або % відношення парціального тиску водяної пари даного стану до парціального тиску насиченої водяної пари при тих самих температурі і тиску.

Вологовміст вологого повітря даного стану «d» визначається як кількість взятої у грамах маси водяної пари, яка приходить на 1 кг сухого повітря.

Вологовміст може бути визначений за формулою

$$d = 622 \frac{P_n}{P_0 - P_n} \text{ г/кг сухого повітря.} \quad (3.5)$$

Температура повітря звичайно вимірюється у °С, якщо не вказується інша шкала (наприклад, К).

Ентальпія вологого повітря визначається відповідно формулі

$$I_{v.v.} = I_v + I_n, \text{ кДж/кг с.в.} \quad (3.6)$$

де $I_v = c_v t$ – ентальпія сухого повітря, кДж/кг с.в.; c_v – питома масова теплоємність сухого повітря, кДж/(кг°С); $I_n = (Z_{t=0} + c_n t) d \cdot 10^{-3}$ – ентальпія водяної пари, кДж/кг с.в.; $Z_{t=0}$ – теплота пароутворення, кДж/кг води; c_n – питома масова теплоємність водяної пари, кДж/(кг°С).

Ентальпія вологого повітря може бути також представлена у вигляді

$$I_{v.v.} = 1,005t + (2500 + 1,8t)d \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг с.в.} \quad (3.7)$$

Щільність повітря, ρ , може бути визначена за рівнянням Клапейрона

$$\rho = \frac{P_0 \cdot \mu_v}{R \cdot T}, \text{ кг/м}^3, \quad (3.8)$$

де P_0 – барометричний тиск, Па; $\mu_v = 29$ кг/моль – молекулярна маса повітря; $R = 8314$ Дж/(К кмоль) – універсальна газова постійна; T – температура повітря, °К.

Нормальними (стандартними) параметрами повітряного середовища у техніці В та КП прийняті:

$$P_0 = 101325 \text{ Па}, \quad T = 293 \text{ °К}, \quad \rho = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

3.1.3. Побудова I-d діаграми вологого повітря. Елементарні процеси зміни тепловологісного стану в I-d діаграмі

На тепловологісний стан повітря приміщення впливають багаточисельні зовнішні та внутрішні фактори, що викликає зміну цього стану. Розрахунки процесів зручно виконувати графічним методом за допомогою I-d діаграми (рис. 3.1).

а) На вісі ординат відкладаємо у обраному масштабі від довільно обраної нульової точки температуру вологого повітря t , °C, її позитивні й негативні значення.

б) Вісь абсцис розташовуємо у верхній частині шкали температур і наносимо на неї значення вологовмісту d , г/кг с.п. Точка перетину осей має $d=0$, тобто на температурній шкалі знаходиться абсолютно сухе повітря.

в) Ентальпія абсолютно сухого повітря визначається формулою $I=1,005t$, кДж/кг.

Отже, з точністю до постійної ентальпії сухого повітря дорівнює його температурі і шкала температури може бути використана як шкала ентальпії.

г) Звернемося до формули ентальпії вологого повітря, згідно якої ентальпія вологого повітря є функцією незалежних змінних – температури і вологовмісту. Хай лінії постійного значення вологовмісту будуть направлені паралельно вісі ординат, а ізотерми орієнтовані у напрямку паралельному вісі абсцис. Тоді лінії постійної ентальпії, починаючись на температурній шкалі, повинні бути направлені зліва направо зверху вниз. Дійсно, при руху зліва направо ентальпія вологого повітря буде збільшуватись за рахунок збільшення « d », а постійною вона може залишатись лише у тому випадку, якщо при цьому буде відповідним чином падати температура повітряно-парової суміші.

Суворо говорячи, лінія постійної ентальпії є кривою другого порядку, але практичного значення це не має і ізоентальпія в I-d діаграмі представляється прямою лінією (рис. 3.1).

д) Криві постійної відносної вологості « ϕ » будуються у наступному порядку:

- назначається барометричний тиск, для якого будується I-d діаграма;
- назначається ϕ , яку пропонується побудувати у вигляді кривої;
- назначається ряд температур насиченої повітряно-парової суміші і визначається відповідний ряд $P_{\text{нп}}$;
- використовуючи звісні $P_{\text{б}}$, ϕ , $P_{\text{нп}}$, за формулою (3.5) обчислюється d ;
- для ряду обчислених значень d і відповідних значень $t=t_{\text{н}}$ в I-d діаграмі наносять точки і з'єднують плавною кривою. Отримана крива представляє собою криву постійної відносної вологості зі значенням ϕ , %.

Таким самим чином будуються інші криві відносної вологості повітря.

Отже, для кожної точки I-d діаграми тепер можна визначити величини t , ϕ , I , d .

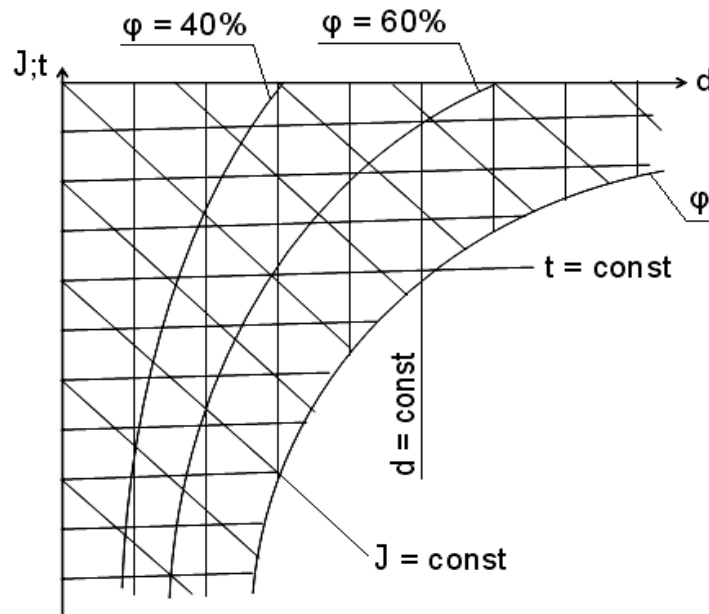


Рис. 3.1 – Основні лінії I-d діаграми

Сукупність станів вологого повітря, що змінюються, називається процесом. Початковий і кінцевий стан повітря можуть позначатись цифрами або буквами.

Елементарним слід називати процес, який здійснюється у будь-якому апараті або приладі. Проміжні стани повітря при відображенні даного процесу в I-d діаграмі вважаються лежачими на прямій, яка з'єднує точки початку (параметри входу в апарат) й кінця (параметри виходу) процесу.

Комплексним називається процес обробки повітря, складений із ряду елементарних процесів, які здійснюються послідовно у послідовно встановлених апаратах або приладах. Кінець попереднього елементарного процесу є початком наступного. Комплексний процес відображається в I-d діаграмі ламаною лінією.

Процеси нагріву і охолодження повітря при постійному вологовмісті

а) Нагрів повітря в СВ і СКП частіше приходить здійснювати у холодний період року, коли тепловтрати приміщення перевищують надходження теплоти, або коли потребується поповнити об'єм повітря, що видаляється, зовнішнім, а без підігріву це зробити неможна. На рис. 3.2, а наведений процес нагріву повітря від початкового стану 1 до кінцевого стану 2. При цьому має місце зміна стану повітря, яка характеризується параметрами:

- температура збільшується від t_1 до t_2 ;
- ентальпія збільшується від I_1 до I_2 ;
- вологовміст $d_1 = d_2 = \text{const}$;
- відносна вологість зменшується від ϕ_1 до ϕ_2 .

Практичний інтерес представляє визначення витрати теплоти на нагрів повітря, Вт. Це можна зробити за формулою

$$Q = 0,278 \cdot m_B (I_2 - I_1), \quad (3.9)$$

- де m_B – кількість повітря, що нагрівається.

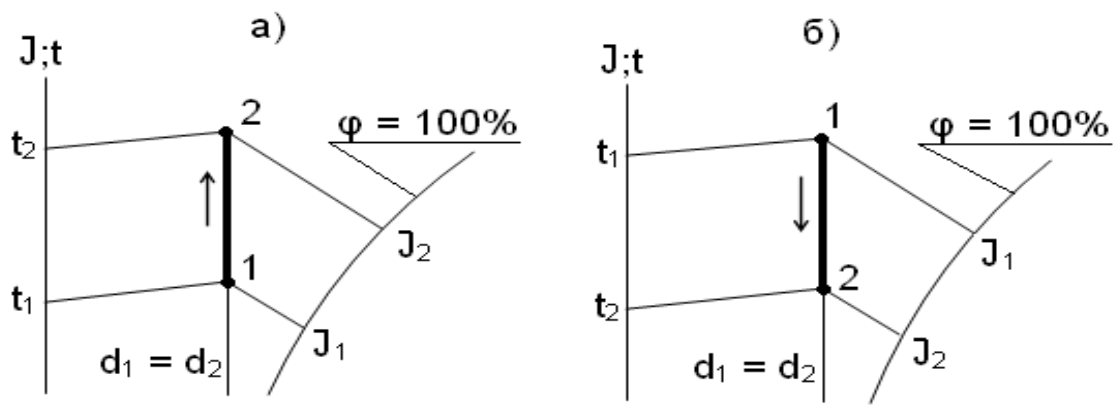


Рис. 3.2 – Процеси а) нагріву і б) охолодження повітря при постійному вологовмісті

б) Процес охолодження повітря частіше здійснюється у теплий період. Охолодження при постійному вологовмісті має місце тоді, коли температура поверхні, що охолоджує, $t_{\text{пов}}$ знаходиться в діапазоні

$$t_1 > t_{\text{пов}} > t_{p1}.$$

У даному процесі має місце:

- зменшення температури повітря від t_1 до t_2 ;
- зменшення ентальпії від I_1 до I_2 ;
- збільшення відносної вологості від ϕ_1 до ϕ_2 ;
- постійність вологовмісту $d_1 = d_2 = \text{const}$.

Процеси охолодження повітря при зміні вологовмісту

а) Охолодження зі зменшенням вологовмісту повітря. Необхідною умовою здійснення процесу є (рис. 3.3, а): $t_{\text{пов}} < t_{p1}$

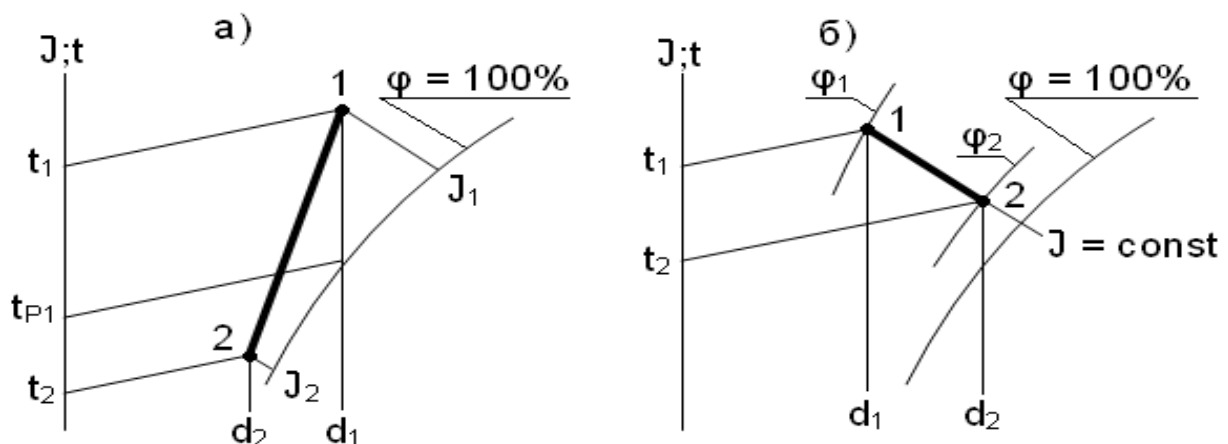


Рис. 3.3 – Процеси охолодження повітря зі зміною вологовмісту:

а) охолодження зі зменшенням вологовмісту повітря; б) випарне охолодження і зволоження повітря

Співвідношення параметрів повітря у початковому і кінцевому його стані таке ж саме, що й у розділі 3.4.1, б, але при цьому $d_2 < d_1$, тобто має місце не лише охолодження, але й осушення повітря.

Саме такий процес охолодження є переважним при необхідності забезпечити задані параметри температури і відносної вологості повітря приміщення.

б) Випарне охолодження і зволоження повітря. Якщо ненасичене вологою повітря пропускати крізь розвинуту поверхню плівок або крапель води, то вода буде випарюватись у повітря, повітря буде насичуватись вологою, а його температура буде зменшуватись. Зниження температури повітря обумовлене тим, що на випарювання води теплота відіймається від повітря, що зволожується.

Має місце така зміна параметрів повітря:

- зменшення температури повітря $t_2 < t_1$;
- збільшення вологовмісту $d_1 < d_2$;
- збільшення відносної вологості $\phi_1 < \phi_2$;
- практично постійне значення ентальпії $I_1 \approx I_2$.

Постійність ентальпії повітря у даному процесі дозволяє його назвати адіабатним (ізоентальпійним). Для здійснення такого процесу не потрібне джерело холоду.

Процеси нагріву і зволоження повітря, що відбуваються одночасно

Такі процеси мають місце, наприклад, у тих приміщеннях, де знаходяться люди (кінотеатри, театри, зали нарад і таке інше). В I-d діаграмі процес представлений лінією 1-2 (рис. 3.4). Умовно його можна поділити на два процеси, які відбуваються послідовно, 1-1' і 1'-2.

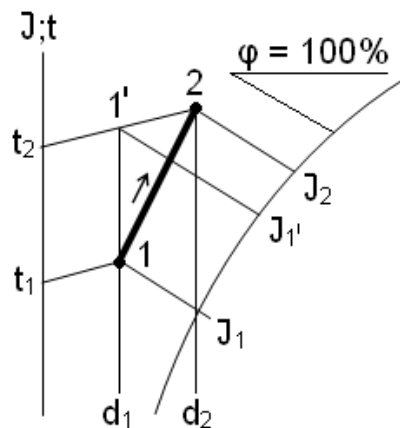


Рис. 3.4 – Процес нагріву повітря з одночасним його зволоженням

Лінія 1-1' характеризує процес нагріву повітря з постійним вологовмістом, що умовно протікає. Зростання ентальпії у цьому процесі називається явною теплотою

$$\Delta I_{\text{я}} = I_{1'} - I_1.$$

Її величина обумовлена виключно збільшенням температури повітряно-парової суміші.

Лінія 1'-2 співпадає з ізотермою t_2 і показує ту частину загального збільшення ентальпії, яка обумовлена збільшенням вологовмісту: $\Delta I_{\text{ск}} = I_2 - I_{1'}$. Це прирощення називається прихованою теплотою, оскільки на зміну цієї теплоти не реагує термометр.

Очевидно, що

$$\Delta I_{\text{я}} + \Delta I_{\text{ск}} = I_2 - I_1 = \Delta I_{\text{п}}, \quad (3.10)$$

де $\Delta I_{\text{п}}$ – повне прирощення ентальпії у процесі 1-2.

Кутовий коефіцієнт і кутовий масштаб процесів зміни стану вологого повітря

Очевидно, що залежно від співвідношення явної і прихованої теплоти буде змінюватись спрямованість променя процесу 1-2. Цю спрямованість прийнято характеризувати співвідношенням

$$\frac{I_2 - I_1}{\frac{d_2 - d_1}{10^3}} = \varepsilon \quad (3.11)$$

і позначати ε – кутовий коефіцієнт процесу (рис. 3.5).

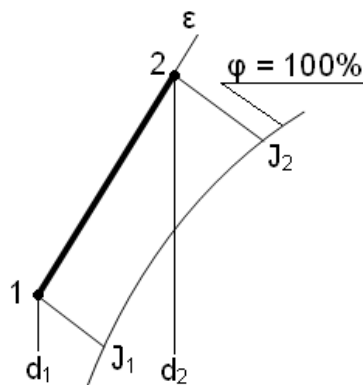


Рис. 3.5 – Кутовий коефіцієнт процесу

Якщо $\varepsilon' = \varepsilon$, то промені процесів, які вони характеризують, паралельні один одному. Звідси слідує висновок: численне значення коефіцієнта ε визначає його спрямованість в I-d діаграмі. Тому можна заздалегідь побудувати ε промені процесів для дискретного ряду значень кутового коефіцієнта ε . Це називається кутовим масштабом. Кутовий коефіцієнт ε може приймати значення від $+\infty$ до $-\infty$. В I-d діаграмі значення ε нанесені відповідно наведеній схемі (рис.3.6).

I-d діаграма наочно представляє процеси зміни стану повітря, дає при цьому їх кількісну та якісну характеристики, а кутовий масштаб спрощує розрахунки.

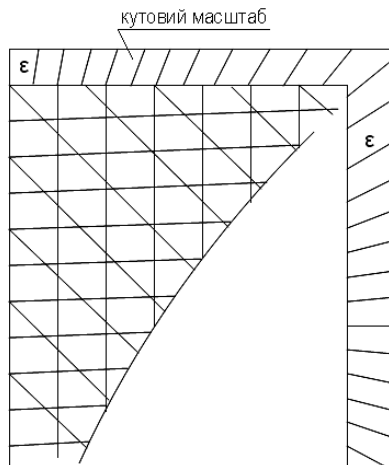


Рис. 3.6 – Схема I-d діаграми з кутовим масштабом

Зміна стану повітря при змішуванні різних його об'ємів і станів

Нехай маються об'єми повітря L_a і L_b , стани яких визначені положенням в I-d діаграмі точок А і В (рис. 3.7). Необхідно знайти в I-d діаграмі деяку точку суміші С, параметри якої відповідають вихідним даним.

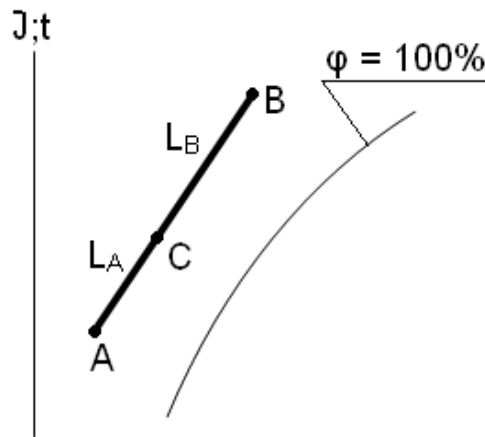


Рис. 3.7 – Змішування повітря різних об'ємів і станів

Складемо рівняння балансу:

за теплою: $L_a I_a + L_b I_b = (L_a + L_b) \cdot I_c$.

за вологою: $L_a d_a + L_b d_b = (L_a + L_b) \cdot d_c$

або:

$$I_c = \frac{L_a I_a + L_b I_b}{L_a + L_b}, \quad (3.16)$$

$$d_c = \frac{L_a d_a + L_b d_b}{L_a + L_b}. \quad (3.17)$$

Позначимо $\frac{L_a}{L_b} = n$ і поділимо (3.16) і (3.17) на L_b .

Маємо:

$$I_c = \frac{n I_a + I_b}{n + 1}; \quad d_c = \frac{n d_a + d_b}{n + 1}$$

Після елементарного перетворення отримуємо рівняння прямої, яка проходить через точки А, В, С:

$$n = \frac{I_b - I_c}{I_c - I_a} = \frac{d_b - d_c}{d_c - d_a}. \quad (3.18)$$

Висновок: точка суміші С лежить на прямій, яка з'єднує точки А і В.

Із (3.18) можна записати

$$\frac{d_b - d_c}{d_c - d_a} = \frac{BC}{CA} = n = \frac{L_a}{L_b}. \quad (3.19)$$

Загальний висновок: точка суміші С лежить на прямій, яка з'єднує точки А і В, і поділяє відрізок прямої АВ на частини, зворотно пропорційні об'ємам повітря, яке вступає в суміш.

Визначення необхідного повітрообміну для обслуговування приміщень

Основними шкідливостями, які надходять до приміщення у цивільних будинках, є теплота і волога. Очевидно, що максимальна кількість теплоти і вологи поступає у приміщення у теплий період, і тому теплий період є розрахунковим для визначення необхідного повітрообміну і підбору відповідного обладнання.

Визначення необхідного повітрообміну пов'язане з вирішенням низки питань, суть яких і методика вирішення викладені у наступних розділах.

Надходження теплоти і вологи у приміщення

Кількість теплоти і вологи, що надходить у приміщення, визначає величину необхідного повітрообміну. Розрахунковим для визначення повітрообміну є теплий період року.

У загальному випадку у приміщення можуть надходити теплота й волога від таких джерел:

- через огорожувальні конструкції приміщення;
- через світові отвори;
- від технологічного обладнання;
- від виробів та матеріалів, температура яких значно відрізняється від температури повітря приміщення;
- від людей, які знаходяться у даному приміщенні.

Для адміністративно-побутових і громадських будівель найбільш ймовірні шкідливості і джерела їх надходження:

- теплота від сонячної радіації крізь світові отвори;
- теплота від сумісного покриття;
- теплота й волога від людей.

Надходження теплоти від сонячної радіації крізь світові отвори може бути суттєвим, особливо при південно-східній, південній та південно-західній орієнтації світових отворів.

Розрахунок виконується відповідно методиці [14]. Орієнтація світових отворів по сторонам світу, розрахункова година доби, загальна площа застелення, а також географічна широта місця розташування є індивідуальною характеристикою об'єкта.

Розрахунок надходження теплоти через сумісне покриття виконується з використанням [14]. Розрахункова практика показує, що ця кількість теплоти незначна і при орієнтовних розрахунках тепловологонадходжень у приміщення може не враховуватись.

Розрахунок надходження теплоти і вологи від людей виконується відповідно [37].

Кількість теплоти і вологи, що надходить у приміщення від людей, визначається за формулами:

$$Q_n^{\text{л}} = n \cdot q, \text{ кВт}, \quad (3.20)$$

$$W = n \cdot w, \text{ кг/год}, \quad (3.21)$$

де n – кількість людей у приміщенні; q , w – відповідно кількість теплоти і вологи, що надходить у приміщення від однієї людини.

3.1.4. Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Параметри зовнішнього повітря залежать від кліматичного району, в якому розташований географічний пункт а також періоду року. Роль розрахункових параметрів зовнішнього повітря полягає в тому, що вони визначають необхідну потужність СВ або СКП, яка повинна забезпечувати задані параметри внутрішнього клімату при прийнятих розрахункових параметрах зовнішнього повітря.

Температуру зовнішнього повітря у відповідних районах будівництва згідно з ДСТУ Н Б В.1.1-27 [61] слід приймати для забезпечення нормованих параметрів мікроклімату в приміщеннях житлових, громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель:

- системами опалення, вентиляції та кондиціонування повітря у холодний період року – температуру зовнішнього повітря для найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92;
- системами вентиляції та повітряного душування в теплий період року – температуру зовнішнього повітря для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99;
- системами кондиціонування та охолодження повітря в теплий період року – температуру зовнішнього повітря для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95.

При проектуванні систем кондиціонування та охолодження повітря приміщень будівель у сільській місцевості допускається (згідно із завданням на проектування) приймати розрахункову температуру зовнішнього повітря в теплий період року для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99 згідно з ДСТУ Н Б В.1.1-27.

Кліматичні характеристики вітру та відносної вологості зовнішнього повітря, слід приймати відповідно до ДСТУ Н Б В.1.1-27.

3.1.5. Метеорологічні параметри внутрішнього повітря, що нормуються

Нормуються метеорологічні параметри – температура (t , °C); відносна вологість (ϕ , %); швидкість (V , м/с).

Параметри диференціюються:

- за призначенням приміщень (житлові, громадські, адміністративно-побутові, виробничі);
- за категорією метеоумов (допустимі, оптимальні);

- за категорією робіт, які виконуються у приміщенні, що обслуговується (легка, середня, важка);
- за періодом року (теплий, холодний).

Від значень параметрів внутрішнього повітря приміщень залежить величини енергоспоживання систем В і КП.У зв'язку з цим параметри внутрішнього повітря слід приймати обґрунтовано. Рекомендується приймати як розрахункові верхні значення температури і відносної вологості у теплий період і нижні значення у холодний період року.

Як приклад у табл. 3.1 наведені оптимальні значення температури, відносної вологості та швидкості повітря у приміщеннях житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель.

Таблиця 3.1 – Оптимальні параметри повітря

Період року	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Теплий	20 ... 22	30 ... 60	0,2
	23 ... 25	30 ... 60	0,3
Холодний	20 ... 22	30 ... 45	0,2

3.2. Призначення, класифікація, улаштування, робота систем вентиляції

Вентиляція. Системи вентиляції слід передбачати для забезпечення допустимих метеорологічних умов і чистоти повітря у зоні, яка обслуговується, або у робочій зоні приміщень (на постійних та тимчасових робочих місцях) [14].

Системи вентиляція і кондиціонування повітря в холодний період року взаємодіють з системою опалення будівлі для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщеннях.

Людина знаходиться в безперервній взаємодії з навколишнім середовищем. По-перше, людина дихає оточуючим її повітрям. За добу в середньому через легені проходить 15 кг повітря. По-друге, повітря омиває тіло людини та знаходиться з ним у тепловому контакті.

Тому для життєдіяльності організму людини важливі такі параметри повітря:

- метеорологічні (температура, відносна вологість, швидкість руху);
- хімічний склад повітря (відсотковий вміст кисню, вуглекислоти, наявність шкідливих парів та газів);
- запиленість повітря (пил органічний, мінеральний, кварцовий, азбестовий).

За нормативною документацією [15]:

- допустимими називаються такі умови: сполучення кількісних показників мікроклімату, які при тривалому й систематичному впливі на людину можуть викликати зміни теплового стану організму, що швидко нормалізуються, які супроводжуються напруженою механізми терморегуляції, що не виходить за межі

фізіологічних пристосувальних можливостей. При цьому не виникає ушкоджень або порушень стану здоров'я, але можуть спостерігатися дискомфортні теплові відчуття, погіршення самопочуття й зниження працездатності;

- оптимальними називаються такі умови: сполучення кількісних показників мікроклімату, які при тривалому й систематичному впливі на людину забезпечують збереження нормального теплового стану організму без напруги механізмів терморегуляції. Вони забезпечують відчуття теплового комфорту й створюють передумови для високого рівня працездатності.

Надлишок (або недолік) теплоти й вологи (рис. 3.8), наявність шкідливих парів, газів і пилу в повітрі визначають негативний вплив середовища на людину і називаються шкідливостями.

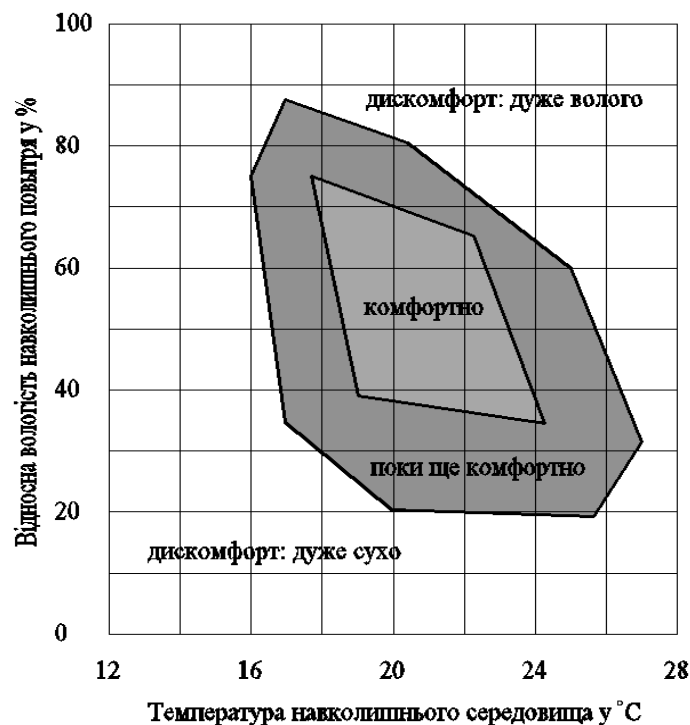


Рис. 3.8 – Зона комфорту на рівні відносної вологості

Завданням систем вентиляції (СВ) є боротьба зі шкідливостями, що знаходяться в оточуючому людину повітряному середовищі шляхом обміну повітря.

Повітрообміном називається заміна забрудненого повітря, яке знаходиться в приміщенні, чистим повітрям.

Повітрообмін може розраховуватись за шкідливостями або за кратністю. Методика розрахунку повітрообміну наведена у [15, 37, 42].

Класифікація систем вентиляції

Системи вентиляції класифікують:

- за призначенням: припливна, витяжна, припливно-витяжна;
- за принципом організації повітрообміну: загальнообмінна, місцева припливна, місцева витяжна;
- за засобом змушування повітря до руху: природна, механічна;

- за конструктивними особливостями: канална, безканална.

Завданням припливної вентиляції є подача в приміщення повітря, яке забезпечує потрібні метеорологічні умови.

Завданням витяжної вентиляції є видалення забрудненого повітря із приміщення.

Характеристика систем вентиляції

Припливно-витяжною називається система вентиляції, що здійснює для певного приміщення приплив та видалення повітря, причому обсяги припливу й витяжки певним чином балансуються між собою.

Можлива самостійна робота на приміщення припливної або витяжної системи. При цьому відповідно видалення повітря здійснюється природною вентиляцією через витяжні канали або нещільності огорожень, а приплив - через нещільності огорожень.

Загальнообмінна вентиляція передбачає видалення повітря з усього обсягу приміщення і використовується у випадках:

- відсутності фіксованих місць виділення шкідливостей;
- визначення необхідного повітрообміну з умови розбавлення шкідливостей до допустимих концентрацій;
- при здійсненні вентиляції всією площею зони обслуговування.

При загальнообмінній вентиляції можливий оптимальний вибір взаємного розташування місць подачі і видалення повітря з приміщення.

Місцева припливна вентиляція (душирування) має на меті: створення заданих метеоумов в обмеженому обсязі приміщення, або здійснення “бар’єрної” функції для небажаних пересувань повітря (створення повітряного оазису, повітряного душа. Наприклад, місцева припливна вентиляція застосовується для обслуговування людей, які працюють біля поверхонь з високою температурою.

Місцева витяжна вентиляція має на меті: видалення шкідливостей в місцях їх найбільших концентрацій. Це дозволяє обмежуватися мінімальним обсягом витяжки й забезпечити мінімум експлуатаційних витрат.

Природна вентиляція, тобто вентиляція без вентиляторів, може бути припливною і витяжною.

Припливна природна вентиляція може здійснюватись під дією тепловиділень у приміщенні й вітрового тиску зовнішнього повітря. Спеціальним чином регульована припливна природна вентиляція називається аерацією.

Витяжна природна канална вентиляція застосовується в житлових, громадських та адміністративно-побутових будинках для видалення забрудненого повітря.

При природній вентиляції повітрообмін здійснюється за рахунок різниці щільності зовнішнього і внутрішнього повітря приміщення, а також за рахунок дії вітру.

Різниця щільності повітря зумовлена різницею його температур, а дія вітру на огороження будівель створює надлишковий тиск на навітряному боці будівлі, що дозволяє повітрю проникати всередину будівлі через вентиляційні отвори (фрамуги) або нещільності огороження.

Аерацією називається регульований повітрообмін при природній вентиляції.

Аерація, що здійснюється під дією різниці щільності повітря, можлива в будівлях будь-якого призначення.

Аерацію застосовують, як правило, в цехах зі значними тепловиділеннями, якщо концентрація пилу і шкідливих газів у припливному повітрі не перевищує 30% МДК [15] робочої зони. У цьому випадку великі обсяги повітря, що надходять природним шляхом до будівлі і асимілюють надлишки теплоти або інші шкідливості, роблять аерацію найбільш економічним і ефективним засобом повітрообміну.

Однак аерація має і суттєві недоліки:

- відсутність можливості надійного регулювання температури по площі робочої зони;
- не може застосовуватися попередня очистка повітря від пилу.

Циркуляція потоків повітря у загальному випадку визначається наступними факторами:

- місцем розташування джерела теплоти за висотою приміщення;
- інтенсивністю джерела теплоти;
- відношенням площі джерела теплоти і приміщення.

Аерація під дією вітрового тиску

Аерація, що здійснюється під дією вітрового тиску, має менші можливості щодо ефективного регулювання повітрообміну, ніж аерація при надлишках теплоти. Причина в тому, що, хоча вітер є завжди, швидкість і напрям руху повітряних мас при вітрі суттєво змінні. Тому цей вид аерації слід намагатися використовувати тоді, коли інші можливості відсутні.

При взаємодії потоку з навітряним боком будівлі змінюються напрямок і величина швидкості потоку. На навітряному боці формується надлишковий тиск, а на підвітряному - негативний. Величини цих тисків залежать від швидкості вітру, конфігурації будівлі, попередньої історії потоку, куту між напрямком швидкості потоку й стіною будівлі.

Природна витяжна канална вентиляція

Ця система широко застосовується в житлових, громадських та адміністративно-побутових будинках. Вентиляція працює під дією гравітаційних сил, обумовлених різницею температур внутрішнього і зовнішнього повітря. Механізм дії такої системи у своїй основі аналогічний аерації під дією надлишків теплоти. Тиск при розрахунках систем природної витяжної каналної вентиляції визначається за формулою

$$P_{\text{расп}} = g H (\rho_3 - \rho_{\text{вн}}), \text{ Па}, \quad (3.22)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; H – різниця позначок центра повітроприймальної решітки та гирла шахти, м ; ρ_z , $\rho_{\text{вн}}$ – відповідно щільності зовнішнього і внутрішнього повітря, кг/м^3 .

При розрахунках систем щільність зовнішнього повітря визначається при температурі $t_z=5^\circ\text{C}$, а щільність внутрішнього повітря - при розрахунковій температурі холодного періоду.

Схема вентиляції будівлі показана на рис. 3.9, повітроприймальні решітки виготовляють з металу або пластмаси.

Площа живого перерізу решіток повинна пропускати потрібну кількість повітря, що видається, при швидкості потоку $0,6 \text{ м/с}$ (для верхніх поверхів) і 1 м/с (для нижніх поверхів). Живий переріз решіток складає приблизно половину їх загальної площі, що повинно враховуватися при проектуванні.

Витяжні вертикальні канали в житлових та громадських будівлях обладнують у внутрішніх цегляних стінах або приставляють до перегородок у вигляді вентиляційних блоків заводської готовності (рис. 3.10). Виготовляються блоки із шлако- або вапногіпсових плит. Кожне приміщення, що вентилується, обладнують індивідуальним витяжним каналом.

Витяжні вертикальні канали природної вентиляції об'єднуються розташованим на горищі (або в підшивці до сумісного покриття будівлі без горища) збірним вентиляційним коробом. Такий короб об'єднує канали лише однотипних функціонально приміщень. Витягання із санвузлів у всіх випадках об'єднується у самостійну систему. Збірні короби монтують з порожнинних плит (шлакогіпсових плит та інших матеріалів), які забезпечують теплоізоляцію внутрішньої поверхні каналу і герметичність конструкції (рис. 3.11)

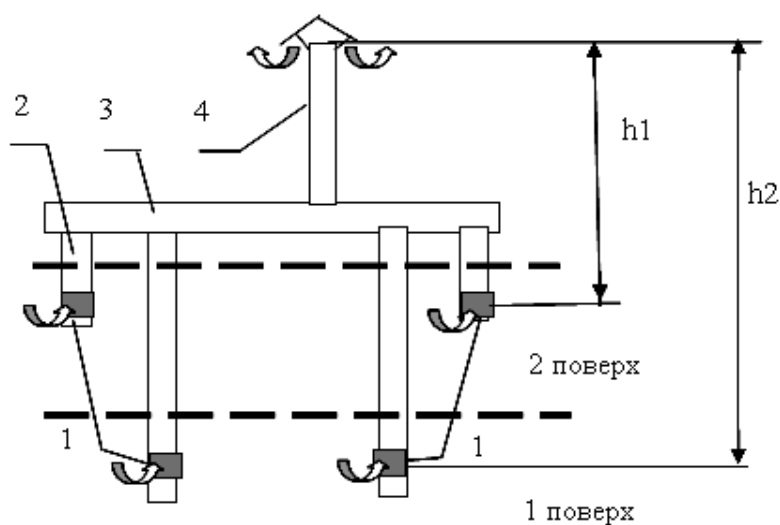


Рис. 3.9 – Схема каналної вентиляції будівлі:

1 - решітка для витягання повітря; 2 - канал; 3 - збірний короб; 4 - шахта вентиляційна

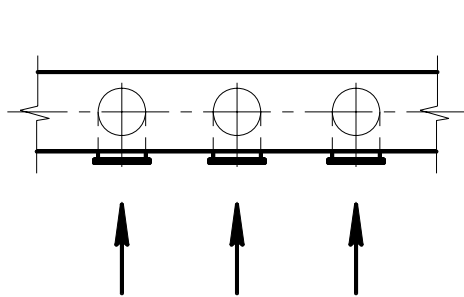


Рис. 3.10 – Розташування каналів у вентиляційному блоці

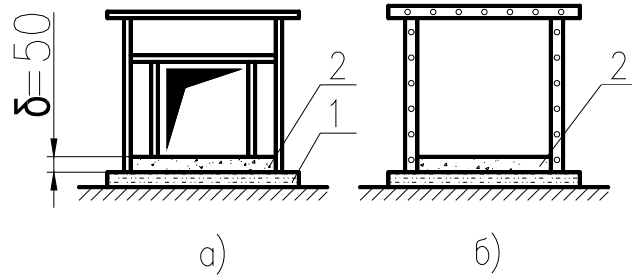


Рис. 3.11 – Улаштування збірної короба на горищі: а) із шлакогіпсових плит; б) із порожнинних плит;
1 - дошка ($\delta = 40$ мм); 2 - гіпс

Витяжну шахту виготовляють із легкого бетону. Її висота визначається розрахунком необхідного тиску для верхніх поверхів будівлі, що знаходяться в найбільш несприятливих умовах. На схемі будівлі (рис. 3.9) верхній поверх має меншу різницю відзначок h_1 .

Витяжна шахта закінчується оголовком, що запобігає попаданню атмосферних опадів усередину шахти, або дефлектором. На житлових будівлях встановлювати дефлектори не рекомендується.

Треба зазначити, що надійна робота витяжної вентиляції під дією гравітаційних сил можлива тільки у холодний період року, коли зовнішнє повітря має більшу щільність, ніж внутрішнє. Для забезпечення надійної цілорічної роботи такої системи слід застосовувати каналні вентилятори, або вентилятори, що встановлюються в повітроводах. Наприклад, вентилятори фірми Systemair или МАІКО [41].

Механічна вентиляція

Перевагами механічної вентиляції порівняно з природною є:

- повітрообмін, що здійснюється незалежно від зовнішніх метеорологічних умов;
- забезпечення подачі повітря у заданій кількості й до заданого місця зони обслуговування;
- можливість очищення від пилу та тепловологісна обробка повітря до заданих параметрів перед його подачею до приміщення.

Цей перелік не вичерпує позитивних якостей механічної вентиляції, але слід відмітити й її очевидний недолік – суттєві капітальні й експлуатаційні витрати. Тому треба намагатися вирішити поставлені завдання найперше засобами природної вентиляції.

Припливні й витяжні системи механічної вентиляції відрізняються одна від одної складом технологічних блоків.

Припливні системи складаються з таких блоків:

- повітроприймального пристрою, через який припливне повітря надходить у припливну камеру;

- фільтра повітряного, який забезпечує очищення повітря від атмосферного пилу;
- повітронагрівача, що забезпечує підігрів повітря в холодний період року;
- вентилятора, за допомогою якого забезпечується подача заданого обсягу повітря та подолання аеродинамічного опору технологічних блоків і повітро-розподільній мережі;
- повітроводів з приладами регулювання і подачі повітря до приміщення, що обслуговується.

Фільтри, повітронагрівачі й вентиляторні установки припливних вентиляційних систем прийнято компонувати в окремому будівельному об'ємі, що називається припливною камерою (рис. 3.12). Припливна камера з'єднується повітроводами з припливною шахтою.

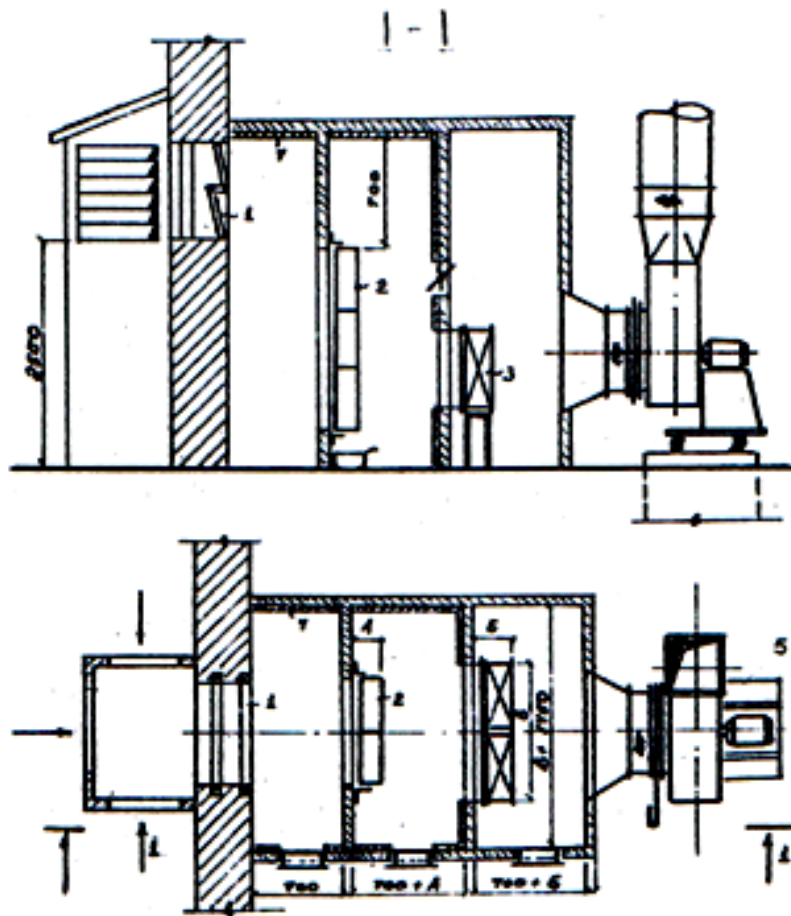


Рис. 3.12 – Припливна камера:

1 - клапан теплий; 2 - фільтр повітря; 3 - повітронагрівач; 4 - клапан обводу; 5 - вентилятор

У деяких випадках, залежно від призначення, припливна камера може комплектуватися камерою зрошення, або камерою зволоження повітря парою.

Системи витяжної вентиляції, завданням яких є видалення забрудненого повітря, простіші за складом обладнання. Вони включають мережі повітроводів з регулюючими приладами, які забезпечують видалення заданого обсягу повітря із приміщення при загальнообмінній витяжній вентиляції, або задану швидкість забрудненого повітря в повітроприймальних насадках місцевої витяжної вентиляції.

Очищення вентиляційних викидів у системах витяжної вентиляції громадських і адміністративно-побутових будівель не потребується.

У ряді випадків склад обладнання припливної і витяжної систем вентиляції може відрізнятися від наведеного.

При проектуванні систем механічної вентиляції треба керуватися положеннями нормативної літератури [15, 37].

Згідно з нормами механічну вентиляцію слід передбачати у випадках:

- коли метеорологічні умови і чистота повітря не можуть бути забезпечені природною вентиляцією;
- для приміщень і зон приміщень, в яких неможлива природна вентиляція.

Можливо застосування змішаної вентиляції з частковим використанням природного припливу або вилучення повітря.

Очистку повітря від пилу в системах механічної вентиляції треба проектувати так, щоб зміст пилу в припливному повітрі не перевищував:

- МДК для атмосферного повітря населених пунктів при подачі повітря в приміщення житлових і громадських будівель;
- 30% МДК у повітрі робочої зони - при подачі його в приміщення виробничих і адміністративно-побутових будівель.

Системи припливної вентиляції житлових, громадських і адміністративно-побутових приміщень, сумісні з повітряним опаленням, треба проектувати з резервним вентилятором або проектувати не менш двох систем. При відмові в роботі вентилятора дозволяється зниження температури повітря в приміщенні нижче від норми, але не менш ніж 5°C . При цьому в приміщення, що обслуговується, треба подавати повітря із розрахунку $60 \text{ м}^3/\text{год}$ на одну людину, якщо це приміщення не має природної вентиляції. Щодо приміщень, в яких люди знаходяться до трьох годин безперервно, можна обмежитися нормою $20 \text{ м}^3/\text{год}$ на одну людину [14].

Обчислена кількість припливного повітря може мати у своєму складі рециркуляційне повітря з приміщень, що обслуговуються. Кількість рециркуляційного повітря слід змінювати залежно від параметрів зовнішнього повітря. Якщо параметри зовнішнього повітря наближаються до параметрів припливного, кількість рециркуляційного повітря в суміші треба зменшувати.

Рециркуляція повітря може ефективно використовуватися при вентиляції громадських та адміністративно-побутових споруд. При цьому слід пам'ятати, що рециркуляцію заборонено з приміщень, звідки можливе надходження інфекційно забрудненого повітря. Рециркуляція повітря квартир та готельних номерів обмежується однією квартирою та номером готелю.

Схеми вентиляції приміщень можуть бути різними залежно від призначення приміщень.

У житлових будівлях, гуртожитках, готелях вилучення повітря проводиться каналною вентиляцією (зазвичай – природною) з верхньої зони приміщень – кухонь, санвузлів, ванних кімнат. Припливне повітря надходить у приміщення через квартирки й нещільності вікон.

У готелях підвищеної комфортності припливне повітря від системи механічної вентиляції подається у верхню зону приміщень. Вилучення повітря слід застосовувати із санвузлів та ванних кімнат.

У залах кінотеатрів рекомендується подавати припливне повітря скупченими струменями у верхній зоні приміщення від стіни, що розташована протилежно екрану.

При вентиляції торгівельних залів ресторанів та інших підприємств громадського харчування припливне повітря від системи припливної вентиляції або системи кондиціонування подається також у верхню зону приміщення, а вилучення повітря відбувається з верхній зони технологічних приміщень.

Основні принципи вентиляції приміщень.

При проектуванні систем вентиляції приміщень рекомендується керуватися такими правилами:

а) влаштування місцевої витяжної вентиляції, що уловлює шкідливості в місцях їх утворення, дешевше загальнообмінної;

б) загальнообмінна вентиляція як засіб розбавлення шкідливостей до допустимих концентрацій повинна влаштовуватися там, де немає можливості застосувати локальну місцеву вентиляцію;

в) об'єм повітря, що видаляється з приміщення вентиляцією, слід компенсувати відповідним об'ємом припливного повітря (особливо в холодний період, коли потрібний підігрів припливного повітря);

г) місця видачі припливного повітря і видалення витяжного слід обирати таким чином, щоб виключити можливість надходження забрудненого повітря в чисті приміщення.

Сучасне вентиляційне обладнання виготовляють багато різних виробників, як закордонні, так й вітчизняні виробники. Наприклад, такі відомі фірми, як Systemair, Fujitsu, Ventrex, DEC, , Dimplex, Shivaki, Silavent, Veza, Clivet, ЕвроКлимат, ЗАТ "Інтеркондиціонер", "Укркондиціонер" та багато інших.

3.2.1. Основне обладнання систем вентиляції

Вентилятори

Вентилятор – це лопаткова машина, що може підвищити тиск потоку повітря до 15 кПа. У техніці вентиляції і кондиціонування повітря використовують переважно

два типи вентиляторів – радіальні (відцентрові) і аксіальні (осьові). Деякі моделі вентиляторів наведені у додатках [48].

Радіальні вентилятори

Загальний вигляд радіального вентилятора наведений на рис.3.13.

У радіальному вентиляторі повітря підводиться в напрямку осі робочого колеса і дією лопаток робочого колеса, що обертаються, відхиляється від початкового напрямку на 90^0 (рис. 3.13, 3.14).

Класифікація радіальних вентиляторів

За призначенням радіальні вентилятори бувають:

а) загального призначення – для пересування повітря і неагресивних газів температурою до 80^0C , які вміщують пил не більше 100 мг/м^3 , не вміщують липких речовин. Серії вентиляторів загального призначення: Ц4-75, Ц4-76, ВР-88-72.1 та ін.;

б) спеціального призначення – для виконання спеціальних функцій, наприклад, для пересування повітря, яке вміщує деревну стружку, пилки, формотворну землю та ін. Серії вентиляторів: ЦП і ВРП;

в) іскрозахищеного виконання – призначені для пересування вибухонебезпечних і агресивних газових сумішів. Такі вентилятори чітко спеціалізовані за характером середовища, яке пересувають, і використовуються лише відповідно до інструкцій заводу - виробника.

За тиском, що розвивається, радіальні вентилятори поділяються на:

а) низького тиску - до 1 кПа;

б) середнього тиску - від 1 до 3 кПа;

в) високого тиску - більше 3 кПа.

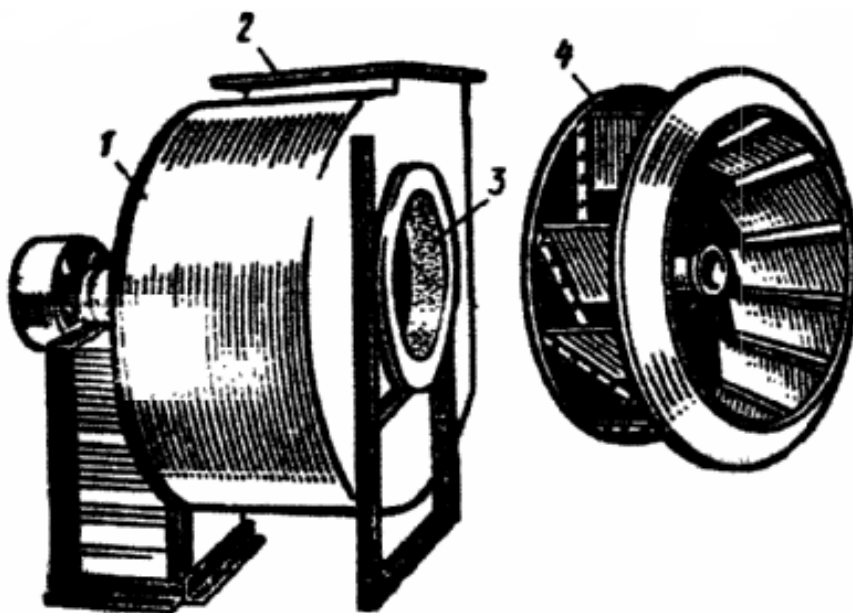


Рис. 3.13 – Радіальний вентилятор

1 – корпус; 2 – вихідний патрубок; 3 – вхідний патрубок; 4 – робоче колесо

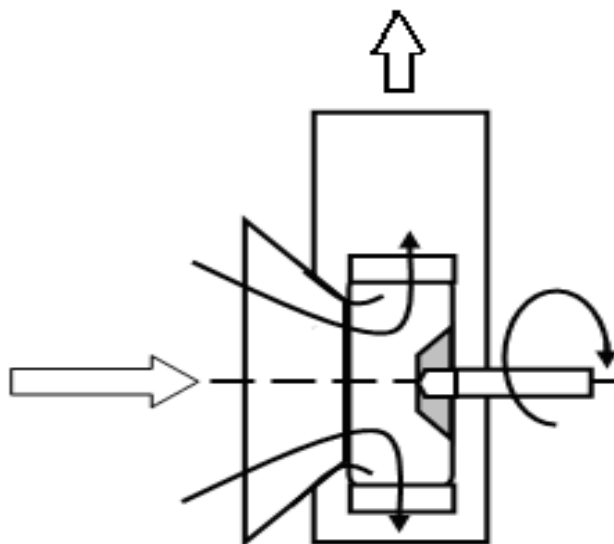


Рис. 3.14 – Схема руху повітря у радіальному вентиляторі

За напрямом обертання (рис 3.15) радіальні вентилятори бувають:

- а) правого обертання – якщо з боку вхідного патрубка обертання робочого колеса вентилятора здійснюється за годинниковою стрілкою;
- б) лівого обертання – якщо з боку вхідного патрубка обертання робочого колеса вентилятора відбувається проти годинникової стрілки.

За напрямком виходу повітря з вентилятора - можливе різне спрямування виходу залежно від напрямленості вихідного патрубка.

Схеми виконання, що визначаються конструкцією вузла вала і способом з'єднання валів двигуна і вентилятора, наведені на рис.3.16. Найбільш просте виконання 1. Робоче колесо вентилятора насаджене на вал електродвигуна. Переваги цього рішення - простота конструкції і мінімальні габарити виробу, недолік - збільшене вібраційне навантаження на ротор двигуна, підвищений знос підшипників електродвигуна.

Усі інші виконання спрямовані на усунення недоліку виконання 1, Вони мають на меті забезпечити задану частоту обертання робочого колеса вентилятора при фіксованій частоті обертання ротора електродвигуна. Це досягається шляхом з'єднання валів клинореміною передачею (схеми виконання 4, 6, 7). Треба зазначити, що схеми 5 і 7 використовують вентилятори двобічного входу повітря, що дозволяє збільшити подачу (продуктивність за повітрям) вентиляторів при одночасному зменшенні габаритів установки.

Позначення радіального вентилятора вміщує таку інформацію:

- буквені позначення (одна, дві букви) надає інформацію про аеродинамічну схему вентилятора;
- цифра, що характеризує коефіцієнт повного тиску;
- критерій швидкохідності;
- номер вентилятора, що відповідає діаметру робочого колеса в дециметрах.

Підбір вентиляційних пристроїв і вентилятора

Підбір вентиляторів роблять за їхніми характеристиками, наведеними у довідниках [39, 46, 48]. Продуктивність вентилятора, м³/год., (відкладена по осі абсцис) приймають за розрахунковою витратою повітря для системи:

$$L_{\text{вент}} = k_{\text{подс}} \cdot Z_{\text{сист}}, \quad (3.23)$$

де $k_{\text{подс}}$ – коефіцієнт, що враховує підсмоктування й витікання повітря із системи: для металевих, пластмасових й азбестоцементних повітропроводів при $l_{\text{маг}} < 50$ м $k_{\text{подс}} = 1,1$, при $l_{\text{маг}} = 50$ м $k_{\text{подс}} = 1,15$; для повітропроводів з інших матеріалів при $l_{\text{маг}} = 50$ м $k_{\text{подс}} = 1,15$.

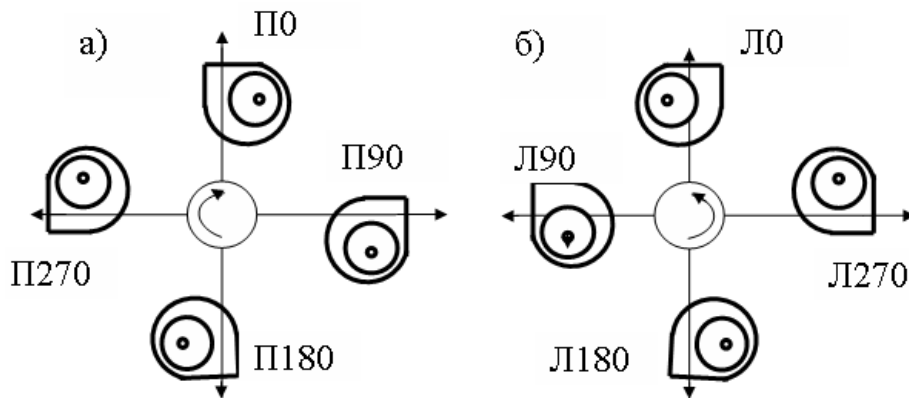


Рис. 3.15 – Деякі можливі положення вихідного патрубку радіального вентилятора:
а – правого обертання; б – лівого обертання

Довжину повітропроводів визначають за довжиною магістральних ділянок, прокладених поза приміщенням, що обслуговують.

Тиск, створюваний вентилятором, дорівнює

$$P_{\text{вент}} = 1,1 \Delta p_{\text{п}}, \quad (3.24)$$

де 1,1 - коефіцієнт, що враховує 10% запас тиску на невраховані втрати; $\Delta p_{\text{п}}$ - загальні втрати тиску (повного) у системі (втрати в мережі й вентиляційному встаткуванні).

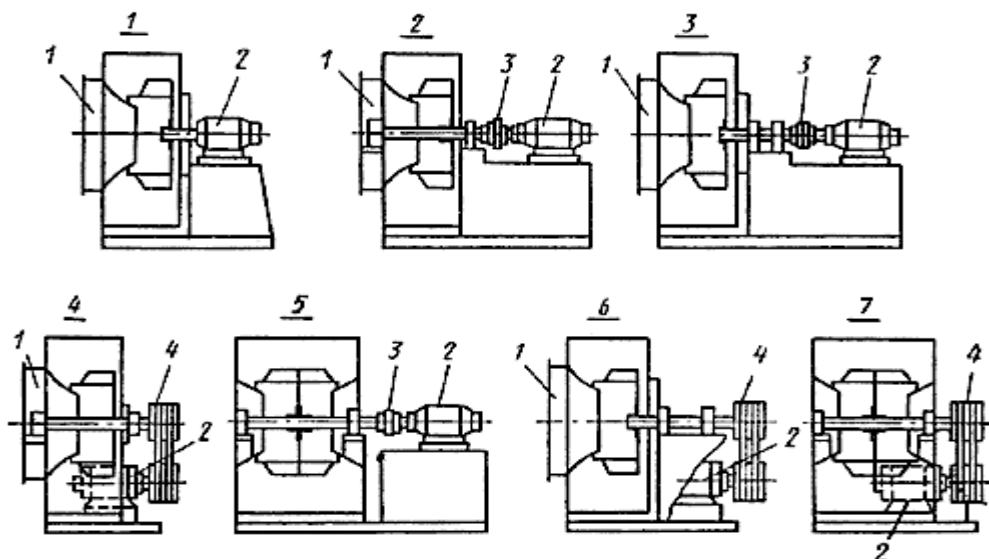


Рис. 3.16 – Схеми виконання радіальних вентиляторів

Робочий режим вентиляторів рекомендується обирати таким чином, щоб коефіцієнт корисної дії відрізнявся не більше ніж на 10% від максимального.

Потужність, спожита на валу електродвигуна, визначається за формулою

$$N_9 = \frac{L_{\text{вент}} \cdot p_{\text{вент ф}}}{(3600 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}})} \quad , \quad (3.25)$$

де $p_{\text{вент ф}}$ - фактичний тиск, що розвиває вентилятором (за характеристикою прийнятого вентилятора); $\eta_{\text{в}}$ і $\eta_{\text{п}}$ - ККД відповідно вентилятора й передачі.

ККД передачі дорівнює 1 - при безпосередньому приєднанні колеса вентилятора до вісі електродвигуна й 0,95 - при клиноремінній передачі.

Настановна потужність електродвигуна з урахуванням необхідного запасу приймається за формулою

$$N_{\text{уст}} = k N_9, \quad (3.26)$$

де k - коефіцієнт запасу, прийнятий за довідником [15].

Результати підбора вентиляційного встаткування заносяться до таблиці "Характеристика вентиляційного устаткування" [15].

Аксіальні вентилятори

У аксіальному вентиляторі (рис.3.17) повітря проходить робоче колесо, не змінюючи напрямку свого руху. Радіальні й аксіальні вентилятори суттєво відрізняються конструкцією і аеродинамічними характеристиками.

Аксіальні вентилятори – це розміщене в циліндричному корпусі лопаткове колесо, при обертанні якого через вхідний отвір повітря надходить і переміщується в напрямку осі обертання між лопатками колеса. Цей рух повітря пов'язаний зі зростанням його тиску, а зростання тиску, в свою чергу, пов'язане із взаємодією лопаток робочого колеса та потоку повітря. Далі потік повітря надходить до вихідного отвору, за яким іноді розміщують дифузор.

Не слід вважати, що аксіальні вентилятори за всіма показниками поступаються радіальним. Аксіальні вентилятори порівняно з радіальними мають більший максимальний ККД, можливість реверсивної подачі повітря, спрощений монтаж і меншу матеріалоемність. Треба правильно визначити область застосування кожного типу вентиляторів згідно з його показниками.

Канальні вентилятори

Це особливий різновид вентиляторів, які встановлюють безпосередньо у канали (повітро-проводи). Вони об'єднують певні властивості радіальних та аксіальних вентиляторів. Провідним розробником у світі цих вентиляторів є компанія Systemair Швеція.

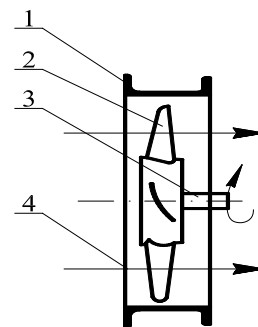


Рис.3.17 – Аксіальний вентилятор:
1 – обичайка (корпус); 2 – лопаті (лопатки);
3 – вісь обертання; 4 – напрям руху повітря

Вентилятори радіальні покрівельні

Вентилятори покрівельні (рис. 3.18) застосовуються в системах витяжної вентиляції промислових і цивільних будинків і встановлюються на покрівлі.

Вентилятор складається з наступних основних вузлів: робочого колеса, підставки, ковпака, електродвигуна. Принцип роботи вентилятора полягає в переміщенні повітря за рахунок передачі йому енергії обертання робочого колеса.

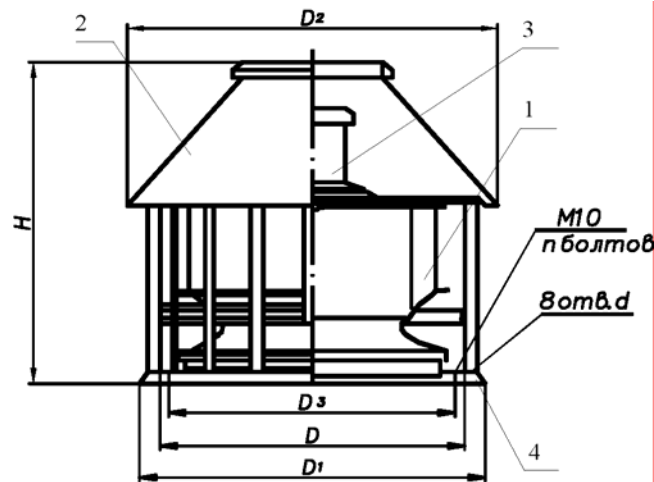


Рис. 3.18 – Вентилятори радіальні покрівельні
1 – робоче колесо; 2 – ковпак; 3 – електродвигун; 4 – підставка

Дахові вентилятори для димовидалення

Вентилятори для димовидалення DVV (рис. 3.19) використовуються при пожежі для видалення димових газів із житлових приміщень, у громадських будівлях (супермаркети, великі магазини, глядацькі заклади), а також у звичайних робочих умовах для стандартної вентиляції.

- Стійкість до температури: 600 або 400 °C/120 хвилин
- Восьмикутний корпус із алюмінію
- Вертикальний викид повітря



Рис. 3.19 – Дахові вентилятори для димовидалення DVV

Вільні від диму проходи можуть збільшувати шанси людей при пожежі. Вентилятори DVV зменшують ризик розповсюдження полум'я на інші будівлі. Всі вентилятори мають крильчатки з загнутими назад лопатками.

Агрегати повітряно-опалювальні АО-ВВО, АО-ПВО

Агрегати повітряно-опалювальні (рис. 3.20) здійснюють нагрів повітря за допомогою гарячої або перегрітої води (АО-ВВО) і сухої насиченої пари (АО-ПВО), що надходять від зовнішніх джерел тепlopостачання й призначені для повітряного опалення виробничих приміщень, технологічні процеси яких не супроводжується виділенням пилу й вибухонебезпечних газів.

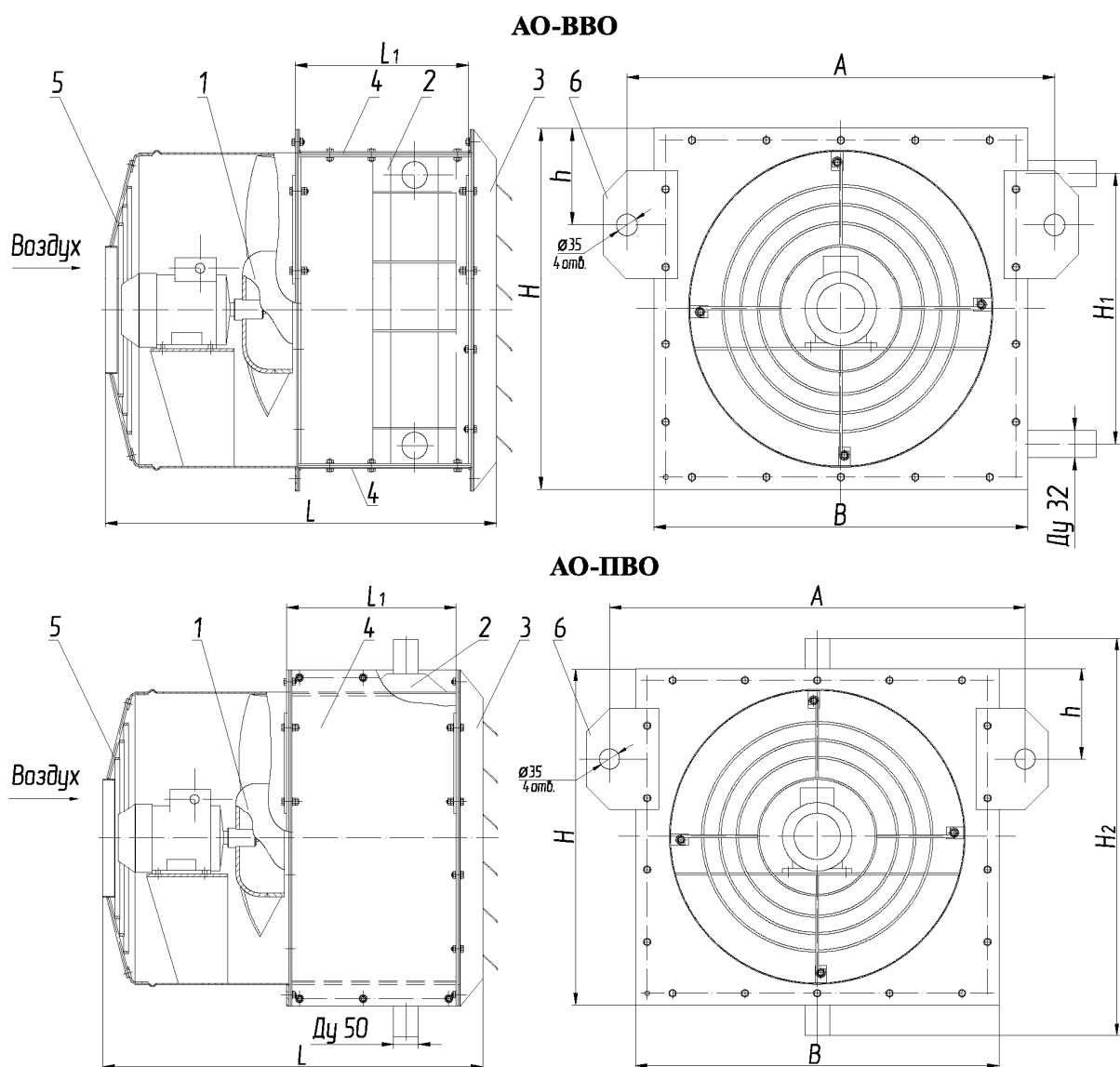


Рис. 3.20 – Агрегати повітряно-опалювальні:

1 – вентилятор осьовий; 2 – повітрянагрівач; 3- грати поворотні; 4 – панелі бокові; 5 – огороження захисне; 6 – кронштейн для кріплення

Агрегати призначені для роботи з повним використанням рециркуляційного повітря з температурою теплоносія не вище 180°C и тиском не більше 1,2 МПа.

Повітря, за допомогою вентилятору, забирається із приміщення й проходить крізь повітрянагрівач, де його температура підвищується.

Агрегати експлуатуються в макрокліматичних районах з помірним і холодним кліматом.

Оброблюваний потік повітря, що проходить через повітронагрівач під дією вентилятора, здійснює знімання тепла з теплообмінних елементів, усередині яких проходить теплоносії - гаряча вода, суха насичена або перегріта пара (яка не містить краплинної вологи), що надходять від центральної або місцевої системи тепlopостачання.

Повітряні завіси

Повітряні та повітряно-теплові завіси призначені для захисту приміщень від проникнення зовнішнього повітря крізь вхідні отвори, а також від перетікання повітря з одного приміщення до іншого (коли таке перетікання не є бажаним). Конструкцію завіс показано на рис. 3.21, 3.22.

Повітряні завіси працюють таким чином: внутрішнє повітря забирається крізь решітку, яка розташована у верхній, або передній частині завіси за допомогою вентилятора. Після цього потік повітря спрямовується на повітронагрівач. При проходженні крізь нього повітря догрівають до необхідної температури, а потім, за допомогою щільового отвору спрямовують так, щоб перекрити прохід холодному повітрю.

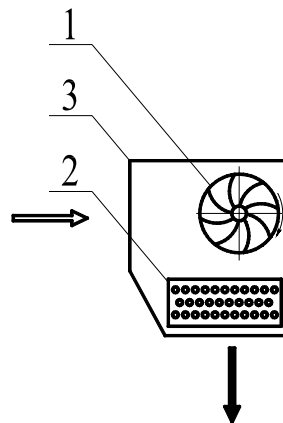


Рис. 3.21 – Конструкція повітряної завіси з підігрівом:
1 – вентилятор; 2 – нагрівальний елемент; 3 – корпус



Рис. 3.22 – Зовнішній вигляд повітряних завіс

Максимальна температура $t_{\text{щ}}$ й швидкість виходу повітря зі щілини не повинна перевищувати 70°C й 25 м/с для воріт й технологічних отворів, 50°C й 8 м/с для зовнішніх дверей; на початку роздавального коробу $v_n = 0,7v_{\text{щ}}$. Кут нахилу струменю α до площині воріт приймається рівним 45° для воріт, які захищено від вітру, й 30° – для тих, що не захищено.

Повітропроводи

Повітропроводи систем вентиляції призначені для транспортування повітря від місця його забору до користувача, або від користувача до місця викиду.

Повітропроводи поділяються:

- за конструкцією: круглі, прямокутні, іншої форми;
- за матеріалом, з якого їх зроблено: металеві, пластикові, азбоцементні, бетонні і т.п.;
- за призначенням: припливні, витяжні.

Конструкції повітропроводів. У припливних вентиляційних системах повітропроводи служать для розподілу чистого повітря, що подається в приміщення в місця повітророзподілу, у витяжних системах, навпаки, - для збору забрудненого повітря в місцях повітровидалення й подачі його до витяжного вентилятора з наступним викидом через очисні пристрої або без них в атмосферу. Практично майже кожна вентиляційна система має повітропроводи. У промислових будівлях застосовують повітропроводи, які виготовлено з металу, в адміністративних й громадських - з металу або з будівельних конструкцій, у жилих - тільки неметалічні. Найбільшу кількість повітропроводів виготовляють із покрівельної тонколистової сталі. Ці повітропроводи за видом перерізу можуть бути круглими або прямокутними. Круглі повітропроводи мають низку переваг перед прямокутними - вони більш міцні за однакової товщини металу, менш трудомісткі й для їхнього виготовлення потрібно на 18-20% менше металу.

Застосовують круглі повітропроводи, насамперед у промислових будівлях. Перевага прямокутних повітропроводів полягає в тому, що вони краще вписуються в інтер'єр адміністративних і громадських будинків. У ряді випадків їх застосовують при прокладці через зони з обмеженою висотою (у низьких приміщеннях, у просторі над підшивними стелями й т.д.).

Усе різноманіття конфігурацій повітропроводів вентиляційних систем виконується з обмеженого ряду деталей (рис. 3.23). Перерізи, конфігурація й розміри деталей визначаються БНіП 2.04.05-91*У «Опалення, вентиляція й кондиціонування повітря» [14], «Інструкцією із застосування й розрахунку повітропроводів з уніфікованих деталей» ВСН-353-75, які розроблено Мінмонтажспецбудом СРСР і затверджено Держбудом СРСР, і «Тимчасовою нормаллю на металеві повітропроводи круглого перерізу для систем аспірації».

БНіП [14] передбачає наступні розміри діаметрів круглих повітропроводів, або розміри однієї із сторін прямокутного повітропроводу, мм: 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800 й 2000 мм; для систем аспірації й пневмотранспорту використовується додатково діаметр 110 мм.

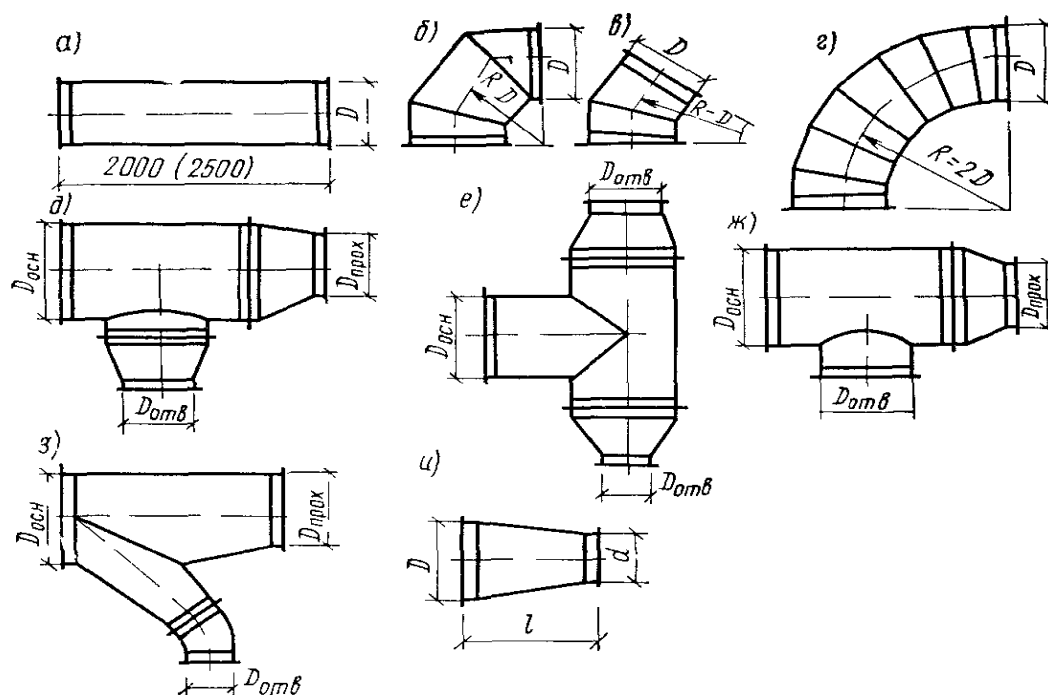


Рис. 3.23 – Елементи круглих повітропроводів:

a – пряма ділянка; *б, в* – відводи для загальобмінних систем вентиляції; *г* – відвід для систем аспірації й пневмотранспорту; *д, е, ж* – вузли відгалуження (трійники) для загальобмінних систем; *з* – трійник для систем аспірації й пневмотранспорту; *и* – перехід

Товщину сталі для круглих повітропроводів, по яких переміщується повітря з температурою не більше 80°C, варто приймати:

Діаметр повітропроводу, мм	Товщина сталі, мм
100 - 200	0,5
225 - 450	0,6
500 - 800	0,7
900 - 1600	1,0
1800 - 2000	1,4

Для прямокутних повітропроводів товщина стінок приймається за нормативами [14].

При переміщенні повітря з температурою понад 80°C або повітря, що містить механічної домішки або агресивні речовини, для повітропроводів допускається застосування тонколистової сталі товщиною до 1,4 мм і вище.

Відводи круглих повітропроводів із центральним кутом 90° виготовляють з однієї ланки й двох стаканів (рис. 3.23, б), а із центральним кутом 45° - тільки з двох стаканів (рис. 3.23, в). Середній радіус відводу приймається рівним його діаметру. Коефіцієнт місцевого опору відводу із центральним кутом 90° становить 0,35, з кутом 45° - 0,23. Для систем аспірації й пневмотранспорту відводи виготовляють із п'ятих ланок і двох стаканів (рис. 3.23, г) із середнім радіусом, рівним двом діаметрам. Для відводів діаметром 315 мм і менше допускається зборка із трьох

ланок і двох стаканів. Коефіцієнти місцевого опору таких відводів дорівнюють 0,25 й 0,18 при центральних кутах 90° й 45° відповідно.

Уніфіковані вузли відгалужень круглих повітропроводів (рис. 3.23, д, е) утворені з ділянок труб, урізань й уніфікованих переходів. Досить часто в практиці проектування й монтажу повітропроводів для систем загальобмінної вентиляції застосовують прямі урізання без переходу на відгалуження (рис. 3.23, ж). Вони мають гірші аеродинамічні характеристики, ніж уніфіковані вузли, і можуть застосовуватися тільки за діаметру основи вузла до 500 мм.

Відводи прямокутних повітропроводів (рис. 3.24, б) мають постійний радіус шийки, який дорівнює 150 мм - при ширині відводу до 800 мм й 300 мм – для відводу шириною 1000 – 2000 мм. Відвід більшої ширини збирається з панелей (рис. 3.24, в).

Прямокутні вузли відгалужень (рис. 3.24, г, д, е) збираються із труб й уніфікованих переходів, іноді до них додається заглушка.

Уніфіковані переходи (рис. 3.24, ж) однобічні, з кутом 45° між утворюючою й площиною основи, застосовують як для зміни перетину повітропроводів, так і для урізання відгалуження у відповідні вузли.

У теперішній час, окрім повітропроводів зі сталі використовують багато інших матеріалів. Наприклад, такі фірми, як Dospel, Vents використовують пластикові повітропроводи круглого та прямокутного перетину (рис. 3.25).

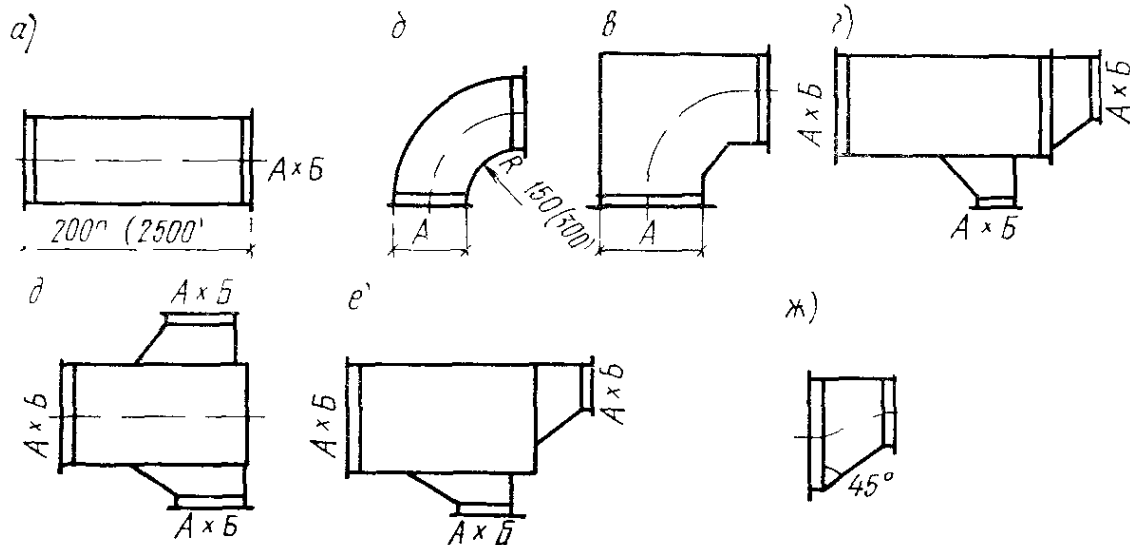


Рис. 3.24 – Елементи прямокутних повітропроводів

а – пряма ділянка; б, в – відводи; г, е – вузли відгалуження (трійники); д – хрестовина;
ж – уніфікований перехід

Також зараз широко використовують повітропроводи із полівінілхлориду (рис. 3.26). Вони виготовляються двох видів – теплоізовані (для транспортування холодного повітря крізь тепле приміщення, або зниження витрат теплоти/холоду) та неізовані для інших випадків. Використання цих повітропроводів доцільно у тому випадку, коли необхідно замінити повітропроводи з оцинкованої сталі, які багато коштують, або підвести(видалити) повітря у важкодоступних місцях (наприклад, не-

велика відстань між стелею та підшивною стелею). Такі повітропроводи розраховані на транспортування повітря з температурою до 80°C , яке містить до 100 мг/м^3 пилю

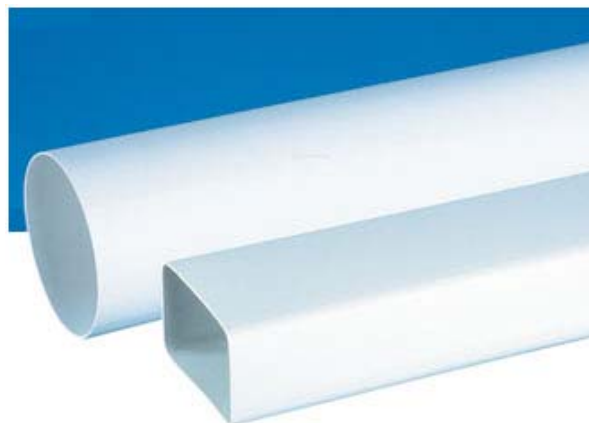


Рис. 3.25 – Прямокутний та круглий пластикові повітропроводи

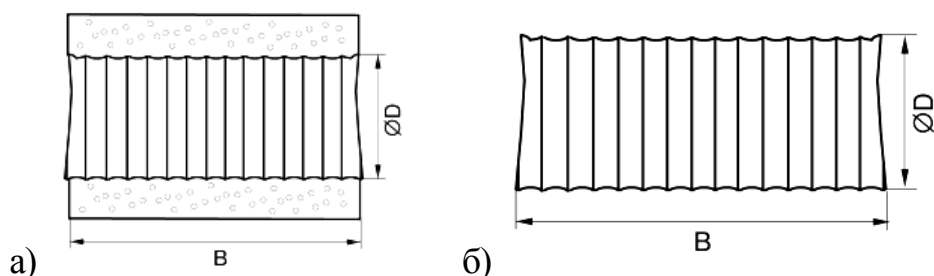


Рис. 3.26 – Гнучкі повітропроводи із полівінілхлориду:
а) ізолюваний; б) неізолюваний

Для транспортування гарячого повітря використовують гофрований напівжорсткий повітропровід із алюмінію (алюміній завтовшки 90-100 мкм), наприклад Alufleks (рис. 3.27). Такий повітропровід дозволяє транспортувати повітря з температурою $250-900^{\circ}\text{C}$.

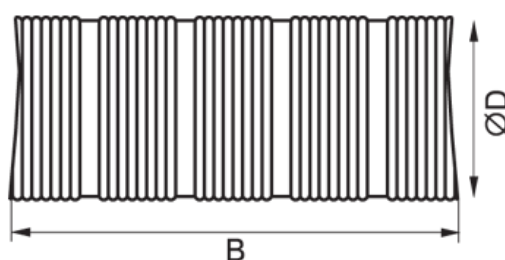


Рис. 3.27 – Гофрований гнучкий напівжорсткий повітропровід із алюмінію

Системи та устаткування для розподілу повітря

Вентиляційні решітки й дифузори призначені для подачі повітря до приміщення, забору повітря з приміщення, а також для розподілу повітряних потоків. Вони застосовуються:

- у системах кондиціонування повітря при низькому тиску;
- у системах повітряного опалення;
- у системах вентиляції.

Типи вентиляційних решіток і дифузорів.

Чіткої класифікації вентиляційних решіток і дифузорів не існує. Вентиляційні решітки і дифузори можуть бути:

- *припливні та витяжні*

Припливні решітки і дифузори призначені для розподілу повітря усередині приміщення, а витяжні – для видалення повітря з приміщення;

- *такі, що регулюються і не регулюються*

Вентиляційні решітки і дифузори, що регулюються, призначені для регулювання витрати повітряного потоку, струменю (від компактного до неповного віялового), напряму повітряного потоку (спеціальні жалюзі, які відчиняються в означеному напрямі);

- *за формою: круглими, квадратними, прямокутними;*
- *за матеріалом, з якого вони виготовлені: металевими (сталевими або з алюмінію) або пластиковими.*

Кожний матеріал має свої переваги. Пластикові решітки не піддаються корозії, мають більше варіантів виконання за кольором й розміром, мають меншу вагу. Металеві більш довговічні, міцніші (особливо важливі "антивандальні" їх властивості), витримують високу температуру, їм надають перевагу також з погляду дизайну: з декоративним оздобленням або без нього; різного кольору і розмірів; з напрямом повітряного потоку в один, два, три або чотири боки.

Крім того, спеціальні модифікації решіток призначаються для роботи у вологих і агресивних середовищах (в басейнах, виробничих приміщеннях).

Повітронагрівачі

Повітронагрівачі призначені для нагріву повітря в системах вентиляції й кондиціонування повітря.

Класифікація повітронагрівачів

Повітронагрівачі класифікуються:

- за типом теплоносія: водяні, парові;
- за конструкцією теплообмінної поверхні з боку повітря: трубки гладкі, трубки поребрині;
- за характером руху теплоносія у трубках: одноходові, багатоходові;
- за матеріалом трубок і поребриння: сталеві, мідні, алюмінієві та їх сплави;
- за типом поребриння трубок поверхні теплообміну: плиткове, спіральное-навивне, спіральное-накатне та ін.;
- за кількістю рядків трубок у напрямі руху повітря: однорядні, багаторядні.

Зазначимо, що наведена класифікація повітронагрівачів не вичерпує їх можливих конструктивних ознак. Майже кожна галузь промисловості висуває свої вимоги до характеристик теплообмінників. Це вимоги компактності (до 500 м²/м³ і вище), хімічної стійкості, надійності та ін.

Конструкції повітрянагрівачів

Розглянемо типові конструкції повітрянагрівачів, що поширені у системах вентиляції й кондиціювання повітря. Схема однорядного багатоходового повітрянагрівача, що живиться перегрітою водою, наведена на рис. 3.28. Основні елементи конструкції показані на схемі.

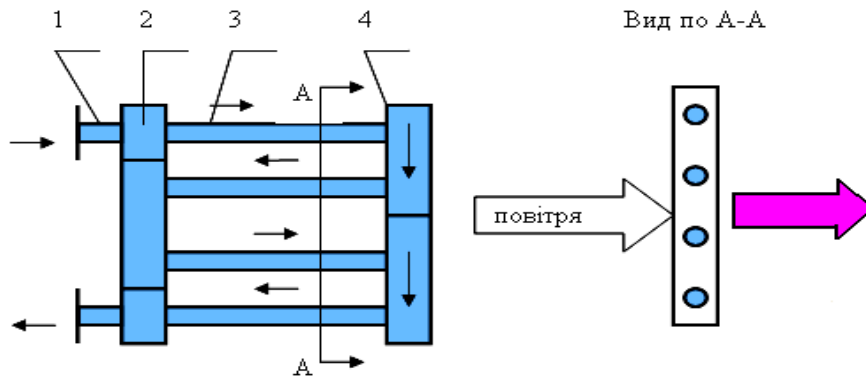


Рис. 3.28 – Схема однорядного повітрянагрівача:

1 – патрубок входу теплоносія; 2 – колектор; 3 – трубка повітрянагрівача; 4 – колектор

Теплоносій від подавального трубопроводу теплової мережі надходить до патрубку 1, далі у виділену перегородкою частину колектора 2 і пучок тепло обмінних трубок 3 (на схемі умовно показана тільки одна з трубок пучка), потім подається до колектора 4, після чого знов надходить у теплообмінні трубки, знову до колектора 2 і так далі до виходу теплоносія з повітрянагрівача у зворотний трубопровід теплової мережі. На схемі показано, що теплоносій чотири рази проходить відстань між колекторами 2 і 4. Такий теплообмінник називається чотиреходовим. Відзначимо, що патрубки входу й виходу теплоносія розміщені з одного боку теплообмінника. Цей його бік при монтажі слід орієнтувати в зону обслуговування обладнання припливної камери, або кондиціонера, що монтується.

Повітря проходить між трубками теплообмінника і нагрівається. Площа перерізу, через яку проходить повітря, називається "живим перерізом теплообмінника за повітрям", а загальна площа трубок пучка, обчислена за внутрішнім діаметром трубки, - "живим перерізом теплообмінника за теплоносієм". Площі "живого перерізу" визначають швидкості руху повітря й теплоносія, які, у свою чергу, визначають ефективність процесу теплообміну, що відбувається в повітрянагрівачі.

На схемі рис. 3.29 показано повітрянагрівач, що живиться парою. Порівняно з раніше наведеною ця конструкція теплообмінника має наступні особливості:

- колектори повітрянагрівача розташовані горизонтально, а теплообмінні трубки - вертикально, що сприяє відводу конденсату з поверхні теплообміну;
- пара мусить подаватися до верхнього колектора, а відведення конденсату слід робити з нижнього;
- колектори не мають переборок, що формує одноходовий рух теплоносія крізь поверхню теплообміну;

- регулювання кількості теплоти, що мусить передаватися повітрянагрівачем, виконується за допомогою перепуску частини повітря в обхід повітрянагрівача через обвідний канал.

Типи елементів поверхні теплообміну. Основою найбільш поширених теплообмінних елементів є трубка. Згідно з наведеною класифікацією трубки можуть бути гладкі та поребрені. Інтенсивність теплообміну повітрянагрівача, таким чином, визначається віддачею теплоти від трубки у повітря і залежить від конструкції поребрення й компоновки пучка трубок.

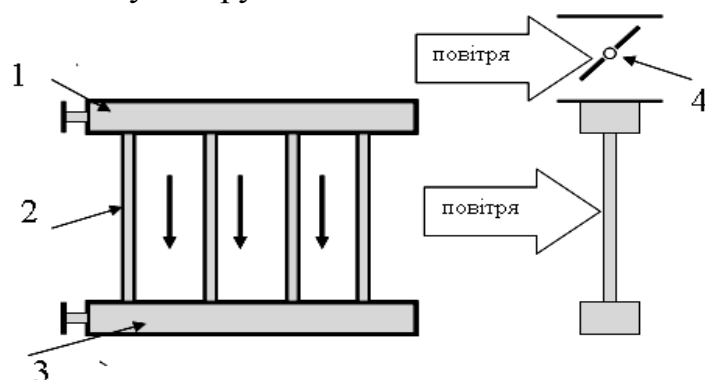


Рис. 3.29 - Схема парового повітрянагрівача:

1 – колектор; 2 – трубки; 3 – колектор; 4 – клапан обвідного каналу

Фільтри повітряні

Фільтри повітряні призначені для очищення припливного повітря від пилу перед подачею повітря у приміщення. Вони мусять:

а) зменшувати вміст пилу у повітрі, що подається у приміщення системами припливної вентиляції, якщо середньодобова або максимальна концентрація пилу в районі розміщення будівлі або біля місця забирання повітря систематично перевищує встановлену санітарними нормами;

б) забезпечувати захист теплообмінників та іншого обладнання припливних вентиляційних камер та кондиціонерів від забруднення пилом, що знижує теплотехнічні показники і підвищує аеродинамічний опір;

в) забезпечувати захист цінного внутрішнього оздоблення приміщень та їх обладнання від дрібнодисперсного пилу, що міститься у припливному повітрі;

г) підтримання в „чистих приміщеннях” виробничих підприємств чистоти повітря, яка потрібна згідно з технологічними нормами;

д) зменшення пиловмісту в припливному повітрі, що подається у шлеми та інші пристрої, призначені для захисту обличчя працюючих.

Фільтри підрозділяються:

- за конструкцією: мастильний, касетний, чарунковий, панельний;
- за розміром пилу, який вловлює: грубої очистки, середньої очистки, тонкої очистки;

- за матеріалом, з якого складаються елементи для фільтрації: сітчасті, ткани, неткані.

Очистка повітря від пилу завжди пов'язана з вагомими втратами коштів на придбання й монтаж фільтрів, їх подальше обслуговування, зміну фільтруючого матеріалу та ін. Тому рішення відносно необхідності фільтрації повітря та типу фільтра, що застосовується, мусить бути обґрунтованим.

Масильні повітряні фільтри. Ефективність фільтрів цього типу досягається покриттям фільтрувальної поверхні тонким шаром в'язкої рідини, яка майже не випаровується у повітря при температурах, що властиві повітрю в СВ і СКП. Найчастіше такою рідиною є звичайне мастило, рекомендовані типи якого зазначені в інструкціях заводів-виробників фільтрів.

Фільтруюча поверхня може формуватися зі спеціальної гнучкої сітки, що набрана із дроту і розкріплена в перерізі потоку повітря. Найкращим є рішення, коли забезпечується постійний рух сітки та її періодичне промивання у мастилі.

Схема масильного фільтра наведена на рис. 3.30. У цього фільтра фільтруюча поверхня утворена двома фільтруючими сітками 1, рух яких забезпечується ведучими валами 2. Ведені вали 3 забезпечують натяг полотна сіток, вони рухаються разом із сітками і розташовані під рівнем мастила у масильному баку 4. Обертання ведучих валів забезпечується електродвигуном 5. Фільтр комплектується насосною установкою (на схемі умовно не показана), яка подає мастило на фільтруючі сітки й забезпечує відмивання частинок пилу від сітки. Деякі конструкції фільтрів забезпечені підігрівачем мастила, що підтримує оптимальну густоту мастила в умовах низької температури повітря.

Фільтр працює наступним чином. Повітря проходить крізь чотири полотна фільтрувальних сіток, пил налипає на вкриту мастилом сітку, очищений від пилу повітряний потік залишає фільтр, а сітка відмивається від пилу в масильній ванні. Далі процес повторюється.

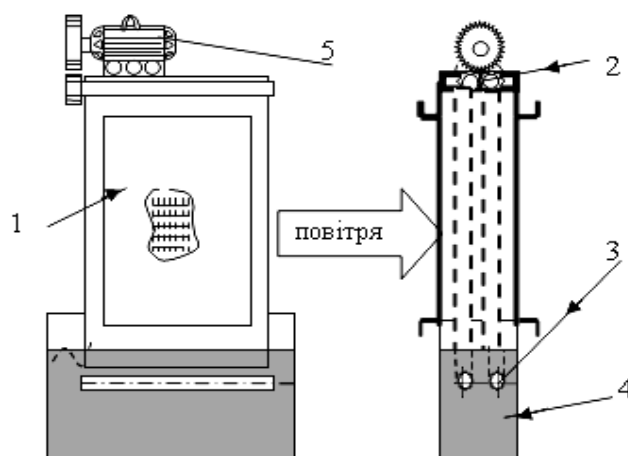


Рис.3.30 – Схема масильного фільтра

1-сітки; 2-ведучі вали; 3-ведені вали; 4-бак; 5- електродвигун приводу ведучих валів

До переваг мастильного фільтра слід віднести:

- постійний аеродинамічний опір фільтру, оскільки пил не накопичується на поверхні сіток і не заважає фільтруванню повітря;
- відносно малий аеродинамічний опір фільтра у порівнянні з іншими конструкціями фільтрів;
- помірну вартість розхідного матеріалу, що витрачається при роботі фільтра;
- можливість ефективної роботи фільтра за довготривалої його роботи в умовах високої початкової запиленості повітря (до 10 мг/ м³).

Суттєвим дефектом мастильного фільтра є надходження у повітря мікрочастинок та пари мастила. Ця вада виключає можливість застосування фільтра у СВ і СКП об'єктів з жорсткими вимогами до чистоти повітря ("чисті приміщення", обчислюванні центри, лікарні та інші).

Фільтри панельні з сухим фільтруючим матеріалом. Схема фільтра наведена на рис. 3.31. Фільтр призначений для очистки повітря від пилу в СВ і СКП при пиловмісту повітря від 1 до 10 мг/ м³ (останнє короткочасно). Фільтруючий матеріал розміщується у перетині потоку повітря зигзагоподібно, при цьому площа фільтрування потоку майже у шість разів перевищує площу перерізу фільтра. Аеродинамічний опір фільтра дорівнює 55 Па у початковому стані і 300 Па при граничній кількості пилу на фільтруючій поверхні. Залежно від типу фільтруючого матеріалу ефективність фільтра може знаходитися в діапазоні 88...90% і фільтр відноситься до другого класу.

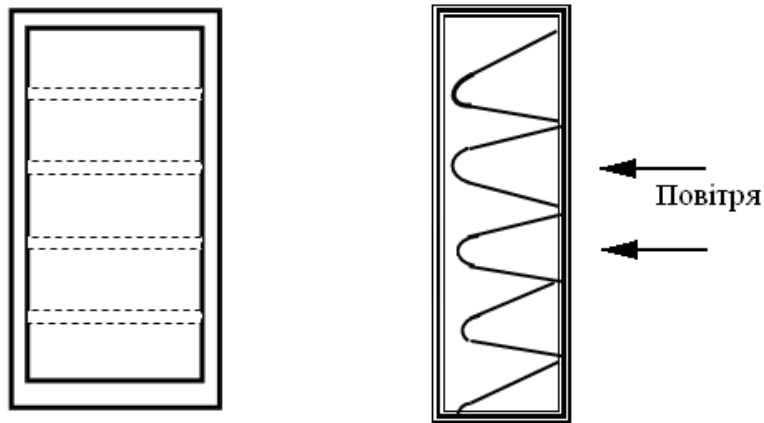


Рис. 3.31 – Панельний фільтр з сухим фільтруючим матеріалом

До переваг фільтра слід віднести доволі велику пилоємність (майже до 9500 г/м²) за зазначеної вище ефективності пилоочистки, що дозволяє довести середній термін експлуатації фільтра до 100 діб без заміни фільтруючого матеріалу. Відсутність деталей, що рухаються, забезпечує стабільність показників та надійність експлуатації.

Дефекти цього фільтра – надто великий аеродинамічний опір і труднощі заміни фільтруючого матеріалу, пов'язані з його надмірними площею та масою.

Фільтри чарункові різних модифікацій вільні від такої вади. Чарунки мають стандартизовані фронтальні перерізи, а великі фронтальні розміри можуть перекриватися потрібною кількістю чарунок.

Однією з поширених модифікацій чарункових фільтрів є фільтри кишенькові, котрі призначаються для грубої, середньої та тонкої очистки повітря від пилу. Вони можуть застосовуватися як при самостійній роботі, так і в складі фільтрувального комплексу при багатоступеневої очистці повітря в системах припливної вентиляції та кондиціонування повітря у громадських та адміністративних будівлях. Фільтри виготовляють в поширеному діапазоні ефективностей, тому використовують у відповідальних системах, наприклад, устаткування КП „чистих приміщень”.

Схема фільтра наведена на рис. 3.32. Конструкція фільтрів кишенькових проста і надійна в експлуатації. Кишені мають форму клина. Вони виготовляються із синтетичного нетканого матеріалу. На вході повітря фільтри розкріплюються у швелероподібних рамках, які служать для швидкого й надійного монтажу кишенькових елементів фільтра в панелі. Габарити панелі дорівнюють 592х592мм. Ефективність цього типу фільтрів згідно з класифікацією знаходиться у діапазоні 60...90% (Е%).

До переваг кишенькових фільтрів слід віднести зручний монтаж (на відміну від панельних фільтрів), невеликий аеродинамічний опір, задовільний діапазон ефективності очистки від пилу, значний пиловміст.

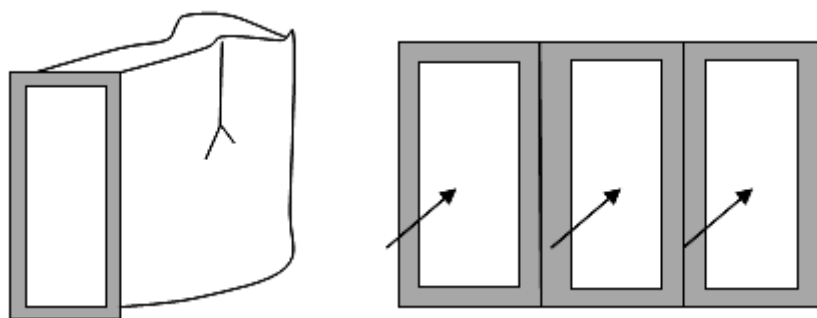


Рис. 3.32 – Фільтруючий елемент та фронтальний переріз кишенькового фільтра

Недоліки цих фільтрів – висока вартість фільтруючого матеріалу та менші порівняно з панельними фільтрами строки заміни матеріалу.

Чарункові складчасті фільтри. Фільтри цього типу реалізують ідею розвитку фільтруючої поверхні шляхом формування вигинів фільтруючого матеріалу. Це забезпечує технологічність виготовлення, збільшення поверхні фільтрації й малу швидкість повітря на перетині цієї поверхні. При таких умовах можна застосувати ефективні фільтруючі матеріали й одержати прийнятний рівень аеродинамічного опору та підвищену ефективність фільтрації. Тому складчасті фільтри задовольняють високі вимоги до ефективності фільтрації повітря. Залежно від типу застосованого матеріалу (найчастіше це модифікації спеціальної тканини типу ФПП) ефективність фільтрації може відповідати класам EU10...EU11. Фільтри уловлюють всі види пилу

органічного та мінерального походження, рідкі аерозолі й тумани, бактерії, дими (в тому числі тютюновий) і радіонукліди (обмежено).

Складчасті фільтри мають усі переваги чарункових фільтрів, а щодо дефектів, то їх майже єдина вада - це висока вартість. Такі фільтри слід застосовувати тільки як вищий ступінь при багатоступеневому очищенні повітря.

Рекуператори

Рекуператори – пристрої для утилізації енергії, які застосовуються у системах вентиляції й кондиціювання повітря. Існує кілька способів рекуперації (утилізації) теплоти.

За своєю конструкцією рекуператори підрозділяються на:

- пластинчаті;
- роторні;
- рекуператори із проміжним теплоносієм;
- камерні (регенеративні);
- теплові труби

Пластинчасті рекуператори

Припливне повітря й повітря, що видаляється проходять по обидва боки цілого ряду пластин (рис. 3.33, 3.34). Припливне повітря й повітря, що видаляється, звичайно не контактують одне з одним, але практика довела, що певний витік все-таки може відбуватися. У пластинчастих рекуператорах на пластинах може утворюватися конденсат, а тому вони повинні бути обладнані устаткуванням для відводу конденсату. Конденсатозбірники повинні мати водяний затвор, що не дозволяє вентилятору захоплювати й подавати воду в канал. Через випадання конденсату існує серйозний ризик утворення льоду у рекуператорі з холодної сторони, а тому необхідно передбачити систему розморожування, або попередній підігрівач.

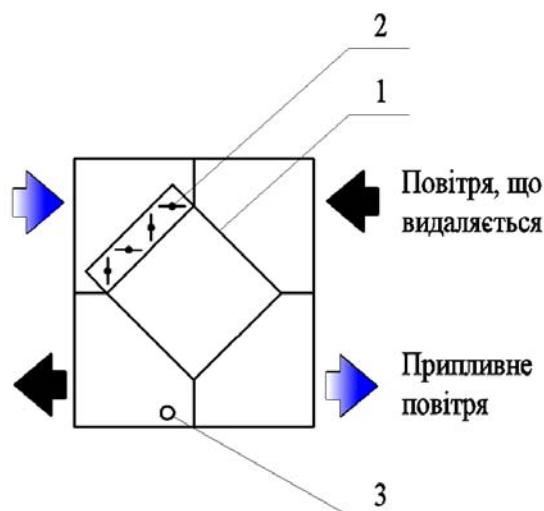


Рис. 3.33 – Конструкція пластинчатого рекуператора

1 – корпус із пластинами, 2 – обвідний клапан, 3 – патрубок для збору конденсату



Рис. 3.34 – Зовнішній вигляд пластинчатого рекуператора

Рекуперація теплоти може регулюватися за допомогою пропускного клапана, що контролює витрату повітря, яке минає рекуператор. У пластинчастому рекуператорі відсутні рухливі частини. Він характеризується високою ефективністю (50-90%). До недоліків також варто віднести великі габаритні розміри.

Роторні рекуператори

Теплота передається (рис. 3.35, 3.36) ротором, який обертається між каналами з припливним повітрям й повітрям, що видаляється. Це відкрита система, а тому тут великий ризик того, що бруд і запахи можуть переміщатися з повітря, що видаляється, у припливне. Цього, до деякої міри, можна уникнути, якщо правильно розмістити вентилятори. Рівень рекуперації теплоти може регулюватися швидкістю обертання ротора. У роторному рекуператорі ризик обмерзання дуже невисокий.

Роторні рекуператори мають рухливі частини, що є звісним недоліком. Ці теплообмінники характеризуються високою ефективністю (75-85%). Ще однією перевагою є малі габаритні розміри блоку рекуперації.

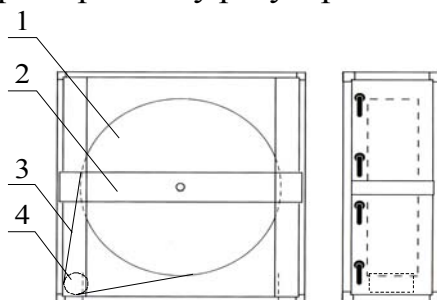


Рис. 3.35 – Конструкція роторного рекуператора

1 – ротор, 2 – перегородка, що розділяє припливну й витяжну частину, 3 – ремінь для передавання обертів, 4 – двигун

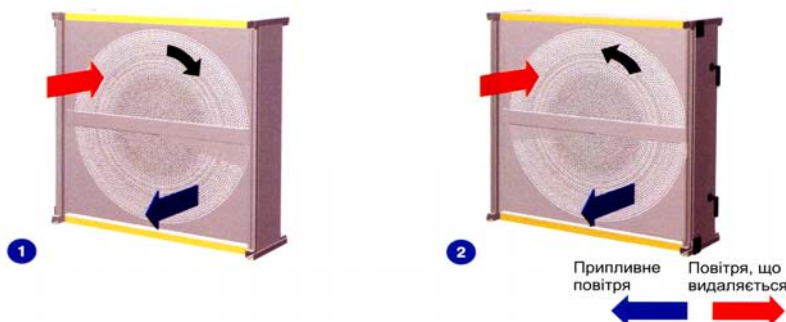


Рис. 3.36 – Зовнішній вигляд роторного рекуператора

Рекуператори із проміжним теплоносієм

Вода або водно-гліколевий розчин, циркулює між двох теплообмінників, один із яких розташований у витяжному каналі, а інший в припливному (рис. 3.37). Теплоносій нагрівається повітрям, що видаляється, а потім передає теплоту припливному повітрю, або охолоджується повітрям, що видаляється, а потім охолоджує припливний. Теплоносій циркулює в замкнутій системі й не існує ризику передачі забруднень із повітря, що видаляється, у припливне. Передача теплоти може регулюватися зміною швидкості циркуляції теплоносія. Ці рекуператори не мають рухливих частин, але мають низьку ефективність (45-60%). Крім того, для більш рівномірної й правильної циркуляції, найчастіше потрібна установка додаткового циркуляційного насоса.

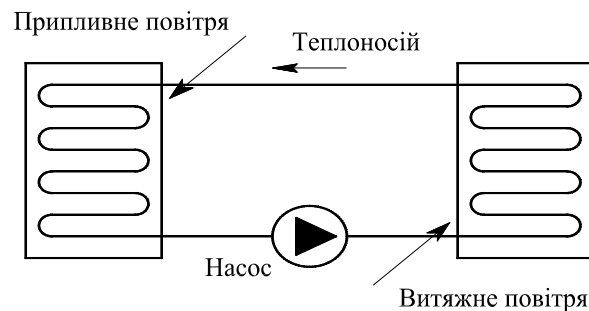


Рис. 3.37 – Рекуператор із проміжним теплоносієм

Камерні (регенеративні) рекуператори

Камера поділяється на дві частини заслінками (рис. 3.38). Повітря, що видаляється, нагріває частину камери, яка називається акумулятором, потім заслінка змінює напрямок повітряного потоку таким чином, що припливне повітря нагрівається від нагрітих стінок акумулятора.

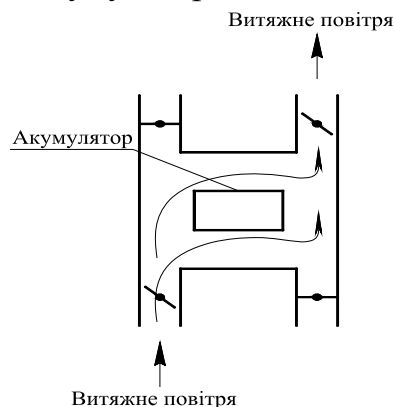


Рис. 3.38 – Камерний (регенеративний) рекуператор

Забруднення й запахи можуть передаватися з повітря, що видаляється, у припливне. Цей рекуператор характеризується високою ефективністю (80-90%). Єдина рухлива частина рекуператора – заслінка, тому він досить надійний. Але є один істотний недолік – необхідність установки одночасно двох регенеративних теплообмінників, які працюють по черзі, що здорожує систему. Як альтернатива – періодичність дії регенератора (цикли нагрівання – охолодження).

Теплові труби

Цей рекуператор складається із закритої системи трубок, заповнених фреоном, що випаровується при нагріванні повітрям, що видаляється. Коли припливне повітря проходить уздовж трубок, пара конденсується й знову перетворюється в рідину. Передача забруднень виключена, і рекуператор не має рухливих частин, але має низьку ефективністю (50-70%).

Розрахунок рекуператорів ведеться за допомогою спеціалізованих програм.

3.2.2. Розрахунок систем вентиляції

При переміщенні повітря в системах вентиляції відбувається втрата енергії, що зазвичай виражається в перепадах тисків повітря на окремих ділянках системи й у системі в цілому. Аеродинамічний розрахунок проводиться з метою визначення розмірів поперечного перерізу повітропроводів у мережі. При цьому в системах із гравітаційним примусом руху розполагаємий тиск задано, а в системах з механічним спонуканням руху втрати тиску визначають вибір вентилятора. В останньому випадку добір розмірів поперечного перерізу повітропроводів, як правило, проводять за гранично припустимими швидкостями повітря.

Втрати тиску Δp , Па, на ділянці повітропроводів довжиною l визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха [42]:

$$\Delta p = R \cdot \ell + Z, \quad (3.27)$$

де R – питома втрата тиску на 1 м сталевго повітропроводу, Па/м; Z – втрата тиску в місцевих опорах, Па, ℓ – довжина повітропроводу, м.

Втрату тиску в місцевих опорах Z , Па, розраховують за формулою $Z = \xi \frac{V^2 \cdot \gamma}{2g}$,

де ξ – коефіцієнт, який характеризує місцевий опір, значення приймається за табл. 3.2, 3.4-3.7, або за довідником [32, 35], V – швидкість потоку рідини після місцевого опору, м/с, g – прискорення вільного падіння, м/с², γ – питома вага повітря, Н/м³, а питому

втрату тиску розраховують за формулою $R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{V^2 \cdot \gamma}{2g}$, де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, який розраховують залежно від шорсткості повітропроводів [33, 37, 38].

Таблиця 3.2 – Коефіцієнти місцевих опорів ξ уніфікованих переходів прямокутного перетину

Відношення площі меншого перетину до більшого	Значення коефіцієнтів ξ для потоку	
	при розширенні	при звуженні
0,3	0,73	0,08
0,4	0,54	0,07
0,5	0,40	0,06
0,6	0,36	0,05
0,7	0,34	0,04

Аеродинамічний розрахунок вентиляційної системи складається із двох етапів: розрахунку ділянок основного напрямку – магістралі й пов'язування всіх інших ділянок системи. Розрахунок ведеться в такій послідовності.

1. Визначають навантаження окремих розрахункових ділянок. Для цього систему розбивають на окремі ділянки. Розрахункова ділянка характеризується постійним за довжиною витратою повітря й постійним діаметром. Границями між окремими ділянками служать трійники або будь-які відгалуження.

Розрахункові витрати на ділянках визначають складанням витрат на окремих відгалуженнях, починаючи з периферійних ділянок. Значення витрати й довжину кожної ділянки вказують на аксонометричній схемі системи, яку розраховують.

2. Вибирають основний (магістральний) напрямок, для чого виявляють найбільш протяжний ланцюжок послідовно розташованих розрахункових ділянок. При рівній довжині магістралей за розрахункову обирають найбільш навантажену. Для витяжної системи із гравітаційним примусом руху повітря як магістральний напрямок приймають найбільш протяжний ланцюжок ділянок від жалюзійних ґрат верхнього поверху.

3. Нумерацію ділянок магістралі переважно починають із ділянки з меншою витратою. Витрату, довжину й результати наступних розрахунків заносять у таблицю аеродинамічного розрахунку, яку представлено на бланку (табл. 3.9).

4. Розміри перетину розрахункових ділянок магістралі визначають, орієнтуючись на вимоги ДБН [14]. Орієнтовну площу поперечного переріза F , м^2 , приймають за формулою

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v_{\text{рек}}}, \quad (3.28)$$

де L – розрахункова витрата повітря на ділянці (наприклад, витрата за кратністю), $\text{м}^3/\text{год.}$; $v_{\text{рек}}$ – швидкість руху повітря, яку рекомендовано підтримувати на ділянках вентиляційних систем (табл. 3.4).

5. Фактичну швидкість $v_{\text{фак}}$, м/с , визначають із урахуванням площі перетину прийнятого стандартного повітропроводу:

$$v_{\text{фак}} = \frac{L}{3600 \cdot F_{\phi}} \quad (3.29)$$

По цій швидкості обчислюють динамічний тиск на ділянці.

6. Визначають питому втрату тиску на тертя за номограмами, які наведені на рис. 3.39 й 3.40, які складено для сталевих круглих повітропроводів. Для повітропроводів з інших матеріалів, які мають іншу шорсткість стінки, при розрахунку втрат на тертя вводиться поправочний коефіцієнт [14].

Для прямокутних повітропроводів з розмірами $(a \times b)$ розрахунок проводиться за еквівалентним по швидкості діаметром

$$d_v = 2ab/(a+b) \quad (3.30)$$

При визначенні значення R для прямокутного повітропроводу за таблицями необхідно визначити значення R при v й d_v , не приймаючи до уваги фактичні витрати повітря.

7. Втрати тиску в місцевих опорах ділянок залежать від суми коефіцієнтів місцевого опору й динамічного тиску. При виборі коефіцієнтів місцевих опорів необхідно звертати увагу на те, до якої швидкості належить табличне значення коефіцієнта й при необхідності робити перерахування.

8. Загальні втрати тиску в системі рівні сумі втрат магістраллю та у вентиляційному обладнанні:

$$\Delta p = \sum (R\ell + Z)_{\text{маг}} + \Delta p_{\text{обор}}, \quad (3.31)$$

де $\Delta p_{\text{обор}}$ – витрати тиску на вентиляційному устаткуванні, приймається за відповідною літературою [38, 44].

Для систем з механічним спонуканням руху повітря за значенням загальних втрат тиску в системі визначається необхідний тиск вентилятора. Результати розрахунку заносяться до таблиці, яку наведено (табл. 3.8) [49].

Таблиця 3.3 – Швидкості руху повітря $v_{\text{рек}}$, які рекомендують, для орієнтовного підбору площі живого перетину

Повітропроводи, канали й шахти	Значення $v_{\text{рек}}$, м/с	
	при природній вентиляції	при механічній вентиляції
Повітроприймні жалюзі	0,5-1,0	2,0-4,0
Канали й припливні шахти	1,0-2,0	2,0-6,0
Горизонтальні збірні канали	1,0-1,5	5,0-8,0
Вертикальні канали	1,0-1,5	2,0-5,0
Припливні ґрати в стелі	0,5-1,0	0,5-1,0
Витяжні ґрати	0,5-1,0	1,0-2,0
Витяжні шахти	1,5-2,0	3,0-6,0

9. Пов'язування інших ділянок (відгалужень) проводять, починаючи з найбільш протяжних відгалужень. Методика пов'язування відгалужень аналогічна розрахунку ділянок основного напрямку.

При ув'язуванні відгалуження відома втрата тиску в ньому дорівнює втратам тиску в магістралі від сумісної точки до входу або виходу повітря в атмосферу:

$$P_{\text{расп. отв.}} = \sum (R\ell + Z)_{\text{парал. уч.}} \quad (3.32)$$

Розміри перетинів відгалужень вважаються підібраними, якщо відносне непов'язування втрат у паралельних ділянках не перевищує 15% [49]:

$$\frac{\sum (R\ell + Z)_{\text{отв.}} - \Delta P_{\text{расп. отв.}}}{P_{\text{расп. отв.}}} \cdot 100\% \leq 15\% \quad (3.33)$$

Таблиця 3.4 – Коефіцієнти місцевих опорі ζ уніфікованих вузлів відгалужень круглого перетину

$F_{\text{прох}}$	$L_{\text{отв}}$	Значення ζ при $F_{\text{отв}}/F_{\text{осн}}$, рівному									
		0,1		0,16		0,25		0,4		0,63	
$F_{\text{осн}}$	$L_{\text{осн}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$
При злитті потоків (режим всмоктування)											
1,0	0,05	0,1	-2,0	0,2	-5,5						
	0,10	0,2	0	0,2	-0,7						
	0,15	0,4	0,3	0,4	0						
	0,20	0,6	0,4	0,6	0,2						
0,8	0,1					0,2	-2,9	0,2	-5,0		
	0,2					0,3	0	0,3	-0,6		
	0,3					0,5	0,3	0,5	0,2		
	0,4					1	0,4	0,8	0,4		
0,63	0,2							0,2	-0,9	0,2	-3,7
	0,3							0,3	0,2	0,3	-0,5
	0,4							0,5	0,5	0,4	0,4
	0,6							1,1	0,6	1,2	0,6
0,5	0,4									0,7	-1,2
	0,6									1,1	0,5
	0,8									2,2	0,7
При поділі потоку (режим нагнітання)											
1,0	0,05	0,1	3,5	0,1	6,5						
	0,10	0	0,9	0,1	1,6						
	0,15	-0,1	0,5	0	0,9						
	0,20	-0,2	0,3	-0,1	0,5						
0,8	0,1					0,1	5,0	0,1	7,0		
	0,2					0,1	1,2	0,1	1,9		
	0,3					0	0,6	0,1	0,8		
	0,4					-0,1	0,5	0	0,6		
0,63	0,2							0,1	2,7	0,1	6,2
	0,3							0,1	1,1	0,1	2,8
	0,4							0,1	0,6	0,1	1,4
	0,6							0,1	0,4	0,1	0,6
0,5	0,4									0,1	2,2
	0,6									0,1	1,0
	0,8									0,4	0,7

Таблиця 3.5 – Коефіцієнти місцевих опорів ζ прямих вузлів відгалужень
круглого перетину

$F_{\text{прох}}$	$L_{\text{отв}}$	Значення ζ при $F_{\text{отв}}/F_{\text{осн}}$, рівному									
		0,1		0,16		0,25		0,4		0,63	
$F_{\text{осн}}$	$L_{\text{осн}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$
При злитті потоків (режим всмоктування)											
1,0	0,05	0,1	-1,0	0,2	=4,0						
	0,10	0,2	0,5	0,2	-0,1						
	0,15	0,4	0,9	0,4	0,6						
	0,20	0,6	1,1	0,6	0,8						
0,8	0,1					0,2	-2,4	0,2	-3,5		
	0,2					0,4	0,3	0,4	0		
	0,3					0,6	0,8	0,6	0,6		
	0,4					1,2	0,9	1,0	0,8		
0,63	0,2							0,3	-0,5	0,2	-3,1
	0,3							0,4	0,6	0,3	-0,1
	0,4							0,6	0,9	0,4	0,6
	0,6							1,4	1,1	1,3	1,0
0,5	0,4									0,7	0,1
	0,6									1,1	1,1
	0,8									2,5	1,1
При поділі потоку (режим нагнітання)											
1,0	0,05	0,1	4,2	0,1	9,6						
	0,10	0	1,5	0,1	3,3						
	0,15	-0,1	0,9	0	1,5						
	0,20	-0,2	0,8	-0,1	1,0						
0,8	0,1					0,1	6,5	0,1	11,0		
	0,2					0,1	1,9	0,1	2,7		
	0,3					0	1,1	0,1	1,2		
	0,4					-0,1	0,8	0	1,0		
0,63	0,2							0,1	4,6	0,1	7,5
	0,3							0,1	1,9	0,1	3,8
	0,4							0,1	1,3	0,1	2,1
	0,6							0,1	0,9	0,2	1,1
0,5	0,4									0,1	3,0
	0,6									0,1	1,5
	0,8									0,5	1,1

Таблиця 3.6 – Коефіцієнти місцевих опорів ζ прямокутних відводів ($\alpha = 90^\circ$)

Ширина відводу b , мм	Значення ζ при a , мм															
	100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	3200	4000
100		0,16	0,24	0,31												
150	0,08	0,15	0,22	0,28												
200	0,07	0,14	0,2	0,26	0,33	0,44	0,54									
250	0,07	0,13	0,19	0,25	0,31	0,41	0,51	0,59	0,74							
300			0,18	0,24	0,29	0,4	0,49	0,57	0,7	0,58						
400			0,17	0,22	0,27	0,37	0,45	0,53	0,65	0,54	0,63					
500			0,16	0,21	0,26	0,35	0,43	0,5	0,62	0,51	0,59	0,74	0,85			
600				0,2	0,25	0,33	0,41	0,48	0,59	0,49	0,51	0,7	0,81	0,8		
800				0,19	0,23	0,31	0,38	0,44	0,55	0,45	0,53	0,65	0,76	0,65	0,65	
1000					0,22	0,29	0,36	0,42	0,52	0,43	0,5	0,62	0,72	0,6	0,65	0,65
1200						0,28	0,34	0,4	0,5	0,41	0,48	0,59	0,68	0,6	0,6	0,65
1600							0,32	0,37	0,46	0,38	0,44	0,55	0,64	0,5	0,65	0,65
2000								0,3	0,35	0,44	0,36	0,42	0,52	0,8	0,6	0,65
2400									0,7	0,75	0,75	0,6	0,7	0,75	0,6	0,7
3200										0,75	0,8	0,65	0,7	0,75	0,6	0,7
4000											0,8	0,7	0,75	0,8	0,6	0,7

Таблиця 3.7 – Коефіцієнти місцевих опорів ζ уніфікованих вузлів відгалужень прямокутного перетину

$F_{\text{прох}}$	$L_{\text{отв}}$	Значення ζ при $F_{\text{отв}}/F_{\text{осн}}$, рівному									
		0,1		0,16		0,25		0,4		0,63	
$F_{\text{осн}}$	$L_{\text{осн}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$	$\zeta_{\text{прох}}$	$\zeta_{\text{отв}}$
При злитті потоків (режим всмоктування)											
1,0	0,05	0,1	-17	0,1	-25	0,1	-40				
	0,10	0,2	-2,9	0,15	-5	0,15	-8				
	0,15	0,3	0	0,2	-0,4	0,2	-1,5				
	0,20	0,45	0,15	0,3	-0,1	0,25	-0,7				
0,8	0,1			0,3	-3,7	0,3	-6,6	0,3	=11		
	0,2			0,55	0,2	0,4	-0,2	0,35	-1,1		
	0,3			0,85	0,8	0,65	0,75	0,5	0,5		
	0,4			1,6	0,9	1,0	1,0	0,7	0,9		
0,63	0,2					0,35	0,1	0,35	-0,55	0,3	-1,5
	0,3					0,55	0,9	0,45	0,65	0,4	0,25
	0,4					0,9	1,0	0,6	0,95	0,5	0,7
	0,6					2,5	1,1	1,5	1,1	0,9	0,95
0,5	0,4							0,5	0,95	0,4	0,8
	0,6							1,2	1,0	0,8	0,9
	0,8							5,1	1,0	2,5	0,9
При поділі потоку (режим нагнітання)											
1,0	0,05	0,2	2,2	0,2	7,0	0,2	20				
	0,10	0,2	0,45	0,2	1,4	0,2	4,2				
	0,15	0,15	0,4	0,15	0,85	0,15	2,4				
	0,20	0,1	0,3	0,1	0,35	0,1	0,75				
0,8	0,1			0,2	1,4	0,2	4,1	0,2	11,8		
	0,2			0,2	0,35	0,2	0,75	0,2	2,2		
	0,3			0,2	0,3	0,2	0,4	0,2	0,8		
	0,4			0,25	0,3	0,25	0,3	0,25	0,4		
0,63	0,2					0,25	0,75	0,25	2,2	0,25	6,1
	0,3					0,25	0,4	0,25	0,8	0,25	2,2
	0,4					0,3	0,3	0,3	0,4	0,3	1,1
	0,6					0,6	0,3	0,6	0,3	0,6	0,45
0,5	0,4							0,3	0,4	0,3	1,1
	0,6							0,5	0,3	0,5	0,45
	0,8							2,2	0,3	2,2	0,3

Таблиця 3.8 – Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції

№ ділянок	Витрата повітря L , м ³ /ч	Довжина ділянки l , м	Розміри повітропроводів			Швидкість повітря v , м/с	Питомі втрати на тертя по довжині R , Па	Втрати на тертя по довжині Rl , Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma\zeta$	Динамічний тиск p_d , Па	Втрати на місцевих опорах Z , Па	Сумарні втрати тиску на ділянці $Rl+Z$, Па	Сумарні втрати тиску на ділянці $\Sigma(Rl+Z)$, Па	Примітки
			$a \times b$, мм	Еквівалентний діаметр, d_v , м	Площа поперечного переріза F , м ²									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

Примітки: 1 – Графи 1-3 заповнюють за даними схеми повітропроводів; 2 – Значення графі 4 визначають за орієнтовною швидкістю на ділянці та округляють до стандартних розмірів повітропроводів або каналів.

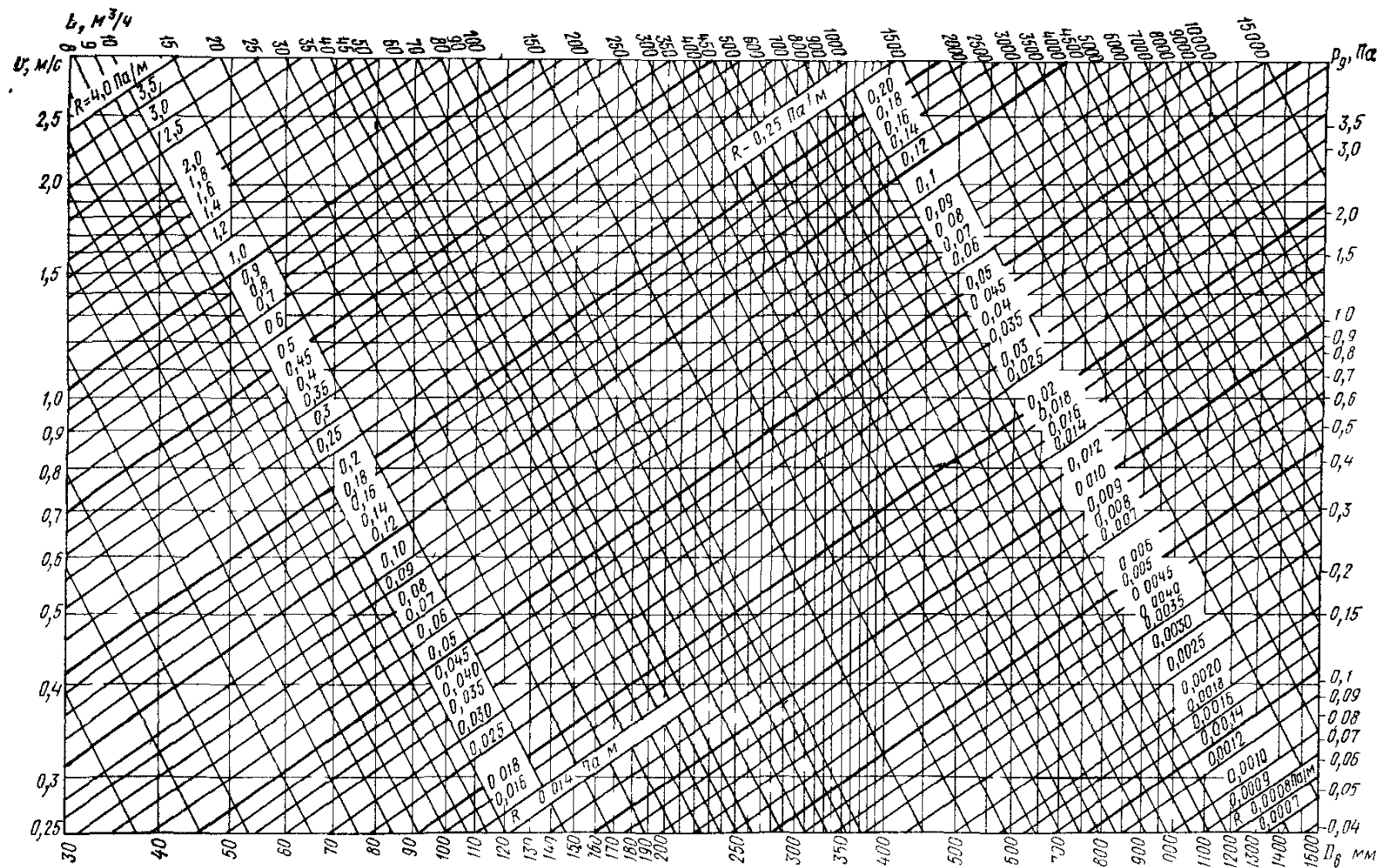


Рис. 3.39 – Номограма для визначення втрат на тертя в круглих повітропроводах ($k=0,1 \text{ мм}$) при природній вентиляції

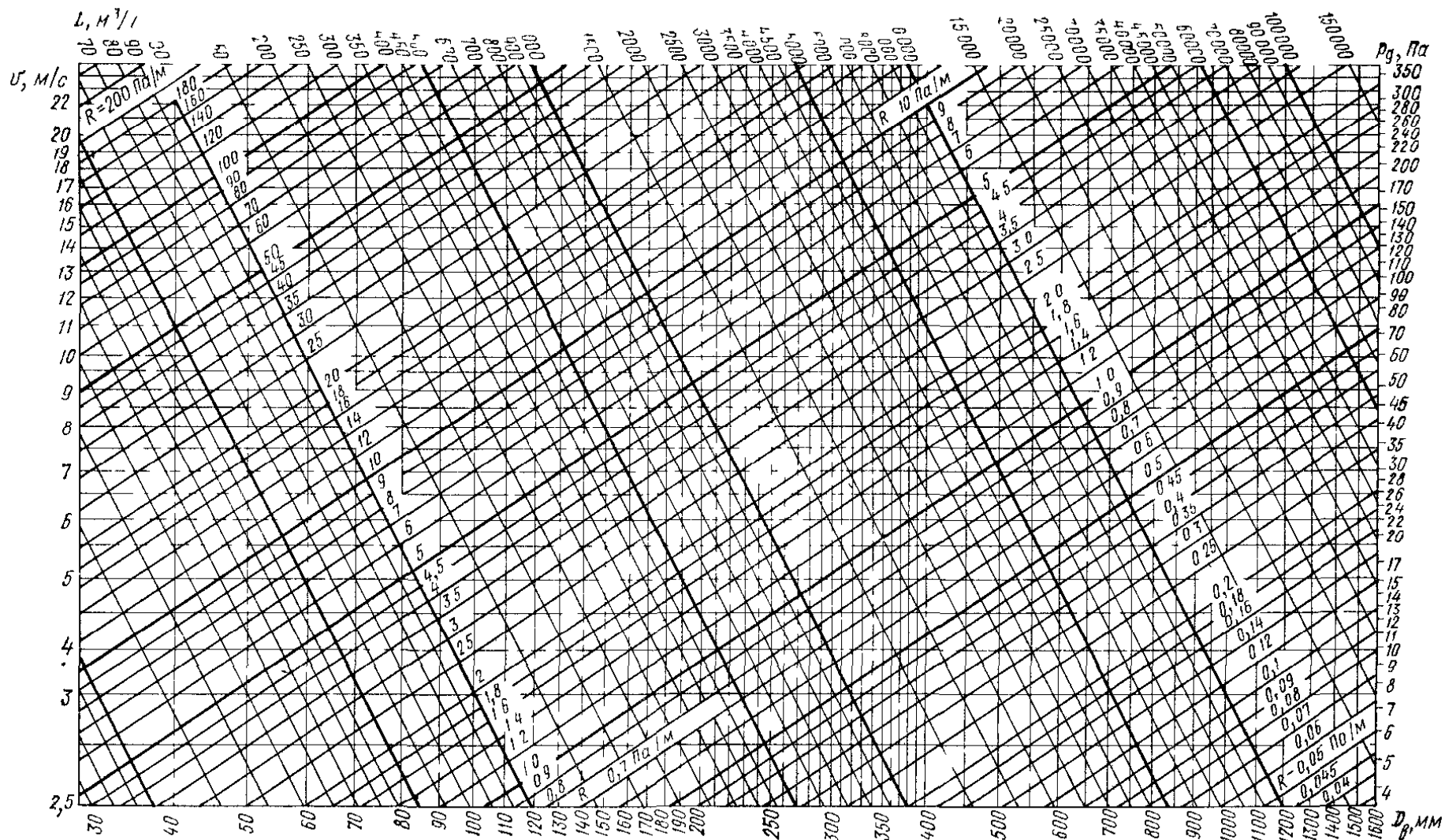


Рис 3.40 – Номограма для визначення втрат на тертя в круглих повітропроводах ($k=0,1 \text{ мм}$) при механічному спонуканні

Вихідні данні для розрахунку природної каналної вентиляції.

Розрахунком визначається необхідний переріз каналів за формулою

$$F = \frac{L_{\text{пр}}}{3600 \cdot v_{\text{пр}}}, \quad (3.34)$$

де $L_{\text{пр}}$ – кількість повітря, що видаляється, $\text{м}^3/\text{год}$; $v_{\text{пр}}$ – швидкість повітря, $\text{м}/\text{с}$.

Кількість повітря визначається відповідно до рекомендацій у літературі [37] для різних за призначенням приміщень житлових, громадських та адміністративних будинків.

Швидкість повітря у вертикальних каналах верхніх поверхів будівлі слід приймати $0,6 \text{ м}/\text{с}$. Для кожного поверху, розташованого нижче, треба збільшувати швидкість на $0,1 \text{ м}/\text{с}$, але не більше $1 \text{ м}/\text{с}$.

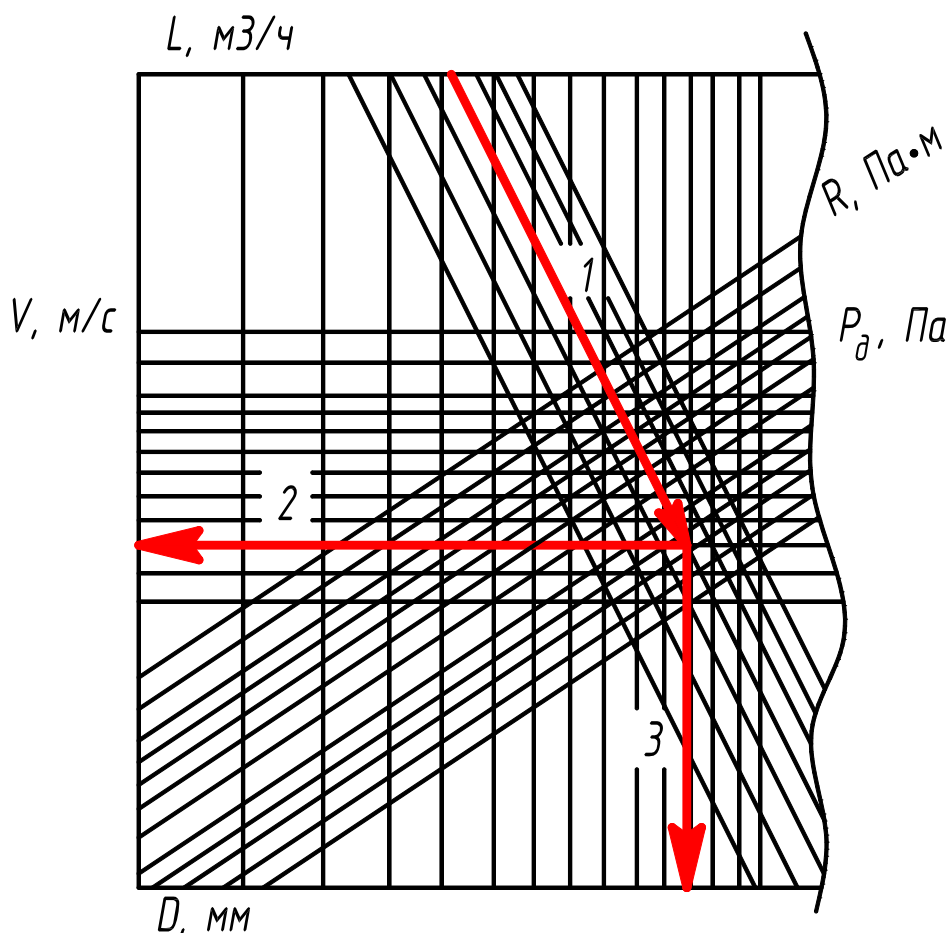


Рис. 3.41 – Ключ до номограм (рис. 3.39, 3.40)

Якщо відома кількість повітря, то користуючись максимальною швидкістю V , яку припускають на ділянці (відрізки 1 та 2), визначаються із діаметром повітропроводу D (відрізок 3), знаходять питомі витрати на 1 м ділянки R й динамічний тиск P_d .

3.3. Системи кондиціювання повітря

3.3.1. Призначення, класифікація, улаштування, робота систем кондиціювання повітря

Кондиціювання повітря слід передбачати для забезпечення чистоти та комфортних метеорологічних умов повітря, що нормуються, у зоні, яка обслуговується, або у робочій зоні приміщення, або окремих його ділянок [14]. На відміну від системи вентиляції, системи кондиціювання повітря повинні забезпечувати комфортні або припустимі умови (залежно від класу системи кондиціювання або вимог замовника) у розрахункових межах зовнішніх метеорологічних умов [15, 37-39].

Кондиціювання повітря є вищим ступенем вентиляції, основною метою якого є створення та автоматичне підтримання у приміщенні оптимальних параметрів повітряного середовища.

Як приймаються параметри зовнішнього повітря наведено у розд. 3.1.5.

Задачею систем кондиціювання повітря є боротьба зі шкідливими включеннями, що знаходяться в оточуючому людину повітряному середовищі. Найбільш розповсюдженими шкідливими включеннями, як уже було вказано раніше, є теплота і волога.

На відміну від систем вентиляції системи кондиціювання повітря мусять забезпечити у приміщеннях, що обслуговують, оптимальні параметри повітряного середовища. Діапазон оптимальних параметрів внутрішнього повітря більш вузький, ніж діапазон припустимих параметрів, що забезпечує вентиляція. Навантаження на систему КПП, її технологічна схема, що мусить бути принаймні наближена до оптимальної, та ефективність роботи СКП в цілому залежать від численних факторів. Зокрема, залежить від кількості приміщень, що обслуговуються, від того, які шкідливості надходять у зазначені приміщення і в якій кількості, чи можна рециркулювати повітря і оцьому подібних обставин. Через те необхідність одержання оптимальних рішень у кожному конкретному випадку потребує різноманітних схем СКП. Деякі схеми СКП, що широко застосовують у проектній практиці, наведені у роботі [43].

Кондиціонери поділяються:

за кількістю приміщень, які обслуговуються:

- місцеві, які обслуговують одне приміщення, або його частину;
- центральні, які обслуговують кілька приміщень, або одне з великою кількістю зон з різними умовами.

За типами кондиціонерів:

- центральні кондиціонери;
- кондиціонери віконні та спліт-системи;

- шафові кондиціонери;
- покрівельні кондиціонери.

Наведений перелік невичерпний – успішно розвивається спеціалізація кондиціонерів за типами об'єктів.

На ринку спліт-систем прийнято виділяти три основних сегмента: побутові кондиціонери - RAC (Room Air Conditions), напівпромислові кондиціонери - PAC (Packages Air Conditions), і промислові системи (Unitary). Причому в Азії, Європі й Америці ці поняття мають трохи відмінні тлумачення. Оскільки більше 90% кондиціонерів, які продаються на Україні, японські, корейські й китайські, варто навести азіатську класифікацію, що використовується цілим рядом відомих спеціалізованих видань, наприклад JARN.

До побутового (RAC) віднесені спліт-системи настінного й підлогово-стельового типу потужністю до 5 кВт. Причому градація проводиться за потужністю внутрішнього блоку. Тому мультиспліт-системи також відносять до цієї категорії.

До напівпромислових систем (PAC) відносяться всі спліт-системи касетного, колонного, підлогово-стельового й настінного типу потужністю понад 5 кВт. Кондиціонери, які утворено шляхом паралельного підключення 2-4 касетних, каналних, підлогово-стельових або колонних внутрішніх блоків до одного зовнішнього, віднесені до класу PAC. Обмеження за потужністю по верхній межі в цій категорії немає, але дотепер техніки потужніше 17 кВт ніхто не пропонує. Устаткування класу VRF розглядають або в рамках PAC, або виділяють в окрему групу.

До окремої категорії Duct Unitary внесені всі каналні кондиціонери, руфтопи (roof-top) й шафові моноблоки внутрішньої установки незалежно від їхньої потужності.

На Україні, у більшості випадків, приймається аналогічна класифікація.

Окрема категорія устаткування – центральні системи кондиціонування. До устаткування цього класу, незалежно від потужності, відносять центральні кондиціонери й припливні установки з можливістю регулювання параметрів припливного повітря, водоохолоджуючі машини – чіллери, фенкойли, компресорно-конденсаторні блоки й градирні.

Для підбору кондиціонерів необхідно знати параметри зовнішнього повітря (температуру, відносну вологість, ентальпію), а також параметри внутрішнього повітря (проектні), які необхідно досягти з використанням системи кондиціонування. Розрахунок проводять графоаналітичним методом з використанням I-d діаграми, або спеціалізованих програм.

Спочатку розраховують потужність кондиціонера за повітрям (у більшості випадків за розрахунковий період приймається теплий період). Після цього обирають

кондиціонер з номінальною потужністю за повітрям близьким до розрахованого. Потім, керуючись кількістю повітря, яку необхідно подати до приміщення, розраховують усі блоки кондиціонера (повітропідігрівачі, блок охолодження повітря, підбирають фільтри). Проводять гідравлічний розрахунок повітропроводів з урахуванням опору блоків кондиціонеру. З'ясував цій загальний опір системи та потрібну кількість повітря, підбирають вентилятор.

Склад центрального кондиціонеру

Центральний кондиціонер може складатись із блоків, які наведено на рис. 3.42. У деяких випадках частину з цих блоків, при відповідному обґрунтуванні, можливо не встановлювати.

Центральний кондиціонер може обробляти повітря різними способами та у різній комбінації – це може бути охолодження, зволоження, підігрів, осушення, змішування у різних пропорціях, очистка (фільтрація) від звислих домішок, або подавати повітря до приміщення без попередньої обробки (режим вентиляції).

Процес охолодження повітря здійснюється у камері зрошення при контакті повітря із водою, яка розбризкується із спеціалізованих форсунок під високим тиском. Також у камері зрошення можуть здійснюватися процеси зволоження, або навпаки, осушення повітря.

Процес підігріву здійснюють у повітропідігрівачах. За допомогою цих же пристроїв можливо зменшення відносної вологості повітря.

Очистку повітря проводять за допомогою фільтрів, які встановлюють у кондиціонерах.

Змішування зовнішнього та рециркуляційного повітря проводять для зменшення витрат теплоти у камері змішування.

Спрощена методика підбора кондиціонеру полягає в тому, щоб враховувати основні джерела надходження теплоти. Для цього використовують укрупненні показники – надходження теплоти від сонячної радіації складає 120-150 Вт/(м² приміщення), надходження теплоти від людини орієнтовно – 100 Вт/чол., також враховують надходження теплоти від освітлення та устаткування. Але такий розрахунок є дуже приблизним, похибка може складати 30-50%.

Існує більш складний розрахунок [37-39], але такий розрахунок дозволяє дуже точно підбирати кондиціонери. Треба враховувати надходження не лише теплоти, а й вологи. Для цього використовують графоаналітичний метод розрахунку за допомогою I-d діаграми.

3.3.2. Основне обладнання систем кондиціювання повітря

Центральні кондиціонери

З кондиціонерів цього типу і починалося власне кондиціювання повітря. Вперше центральні кондиціонери, змонтовані в будівельних конструкціях, були застосовані на ткацьких підприємствах Франції. На початку минулого століття заводське виробництво кондиціонерів було організовано в США на підприємствах фірми Carrier. З того часу центральні кондиціонери виробляють багато фірм провідних країн світу і успішно застосовуються в різних галузях господарства. Кондиціонери різних фірм відрізняються густотою і діапазоном типорозмірних рядів, матеріалами і особливостями конструкції деталей корпусу, номенклатурою технологічних блоків. Але залишається незмінною основна ідея центрального кондиціонера: дискретність конструкції окремих технологічних блоків. Це дає змогу комплектування технологічного ланцюга пристроїв обробки повітря у складі порядку, що визначаються споживачем для певного об'єкта. Такий метод забезпечує важливу для виробника уніфікацію продукції при індивідуальному характері СКП, який є оптимальним для споживача. Виходячи з потреб споживачів обладнання, визначається діапазон потужності кондиціонерів (так званий "модельний ряд").

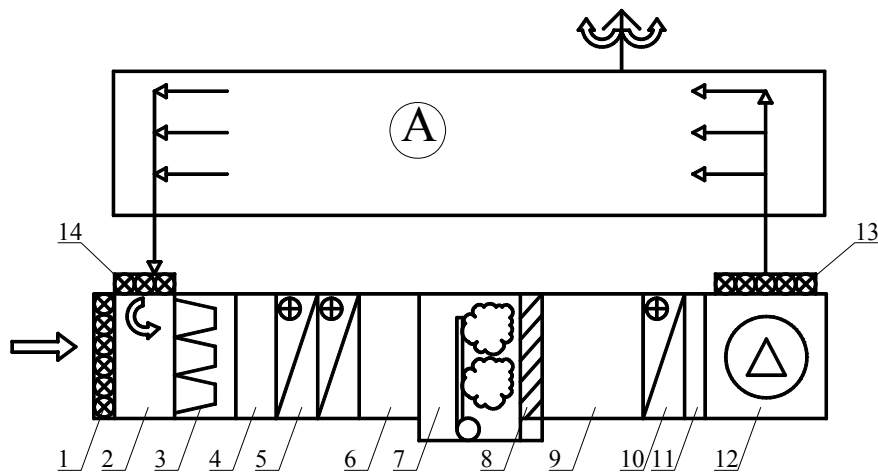


Рис. 3.42 – Схема центрального кондиціонеру:

- 1 – припливний отвір із заслінкою, що регулюється; 2 – камера змішування; 3 – фільтр; 4, 6, 9, 11 – камера обслуговування (або з'єднувальна); 5 – підігрівач повітря першого підігріву; 7 – камера зрошення; 8 – капльовідбійник; 10 – підігрівач повітря другого підігріву; 12 – вентилятор; 13 – вихідна заслінка, що регулюється; 14 – рециркуляційна заслінка, що регулюється; А – приміщення

Загальні вимоги до центральних СКП

Варіантів компоновочних рішень кондиціонерів може бути багато, залежно від системи кондиціювання повітря. Системи кондиціювання повітря з центральними кондиціонерами мають такі переваги: зручність обслуговування, що забезпечується

скупченістю обладнання в малій кількості місць; можливість організації шумо- і віброгасіння, можливість ефективного застосування пристроїв економії енергоресурсів, висока якість клімату приміщень, що забезпечується подаванням до приміщення оптимальної кількості свіжого зовнішнього повітря. Галузі застосування СКП з центральними кондиціонерами – переважно промислові й громадські будівлі великого об'єму з високим рівнем вимог до параметрів клімату приміщень.

В СКП з центральними кондиціонерами, призначеними для цілорічної та цілодобової експлуатації, за відсутності чергового (резервного) опалення приміщень треба встановлювати не менше двох кондиціонерів продуктивністю за повітрям кожного 50% загальної продуктивності системи. При цьому повітронагрівачі другого і місцевих підігрівів (за системи з місцевими доводчиками) повинні бути розраховані на підігрів повітря приміщень до заданої робочої температури.

СКП з рециркуляцією повітря рекомендується розраховувати на подачу змінних обсягів рециркуляційного повітря залежно від параметрів зовнішнього повітря, застосовуючи для подачі рециркуляційного повітря окремий вентилятор.

При високих вимогах до точності регулювання параметрів повітря у приміщеннях в повітронагрівачі другого підігріву рекомендується подавати теплоносії - воду з постійними параметрами. Для такого виду приміщень при регулюванні відносної вологості методом "точки роси" найбільш близькі до середніх значення відносної вологості повітря можна отримати лише після перемішування повітря у вентиляторі. Повітронагрівач другого підігріву слід встановлювати після вентиляторів.

Камери зрошення є економічним і ефективним тепломасообмінним апаратом. Однак для них не виключена можливість переливанням води на підлогу приміщення через відмову насоса, що відкачує конденсат, або забруднення самотічного зворотного трубопроводу від бака камери. При цьому можливе затоплення розташованих нижче приміщень. Тоді більш передбачливо комплектувати кондиціонер поверхневим повітроохолоджувачем.

Повітряні фільтри для очистки повітря треба встановлювати в тих місцях кондиціонера, через які проходить усе повітря і в яких забезпечується захист від пилу якомога більшої кількості секцій кондиціонера. Повітряні фільтри повинні бути легкодоступними для ремонту і обслуговування. Встановлювати фільтри краще на ділянках з рівним потоком повітря.

Фільтри тонкого очищення повітря треба застосовувати при відповідному обґрунтуванні і розташовувати якомога ближче до місць споживання повітря. В СКП завжди перед фільтрами тонкого очищення на шляху неочищеного повітря слід встановлювати фільтри грубого очищення. При цьому як фільтр грубого очищення не

треба використовувати мастильні фільтри, бо при цьому на фільтруючу поверхню фільтрів тонкого очищення можуть потрапити пари мастила.

Переваги центральних кондиціонерів сприяють їх широкому застосуванню, вони присутні у програмах виробництва провідних західних фірм. Як приклад, на рис. 3.43 наведено центральний кондиціонер відомої шведської фірми Ate.

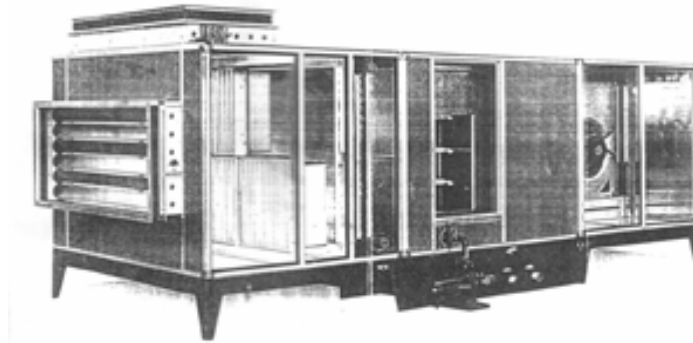


Рис. 3.43 – Центральний кондиціонер шведської фірми Ate

Типи побутових та напівпромислових кондиціонерів

Віконні кондиціонери

Найпростішими кондиціонерами, є віконні моноблоки (рис. 3.44, 3.45). Холодильний агрегат виконує функції охолодження й складається із ротаційного компресору, конденсатора, випаровувача, осушувача, розширювача та системи трубопроводів, які складають герметичну замкнену систему.

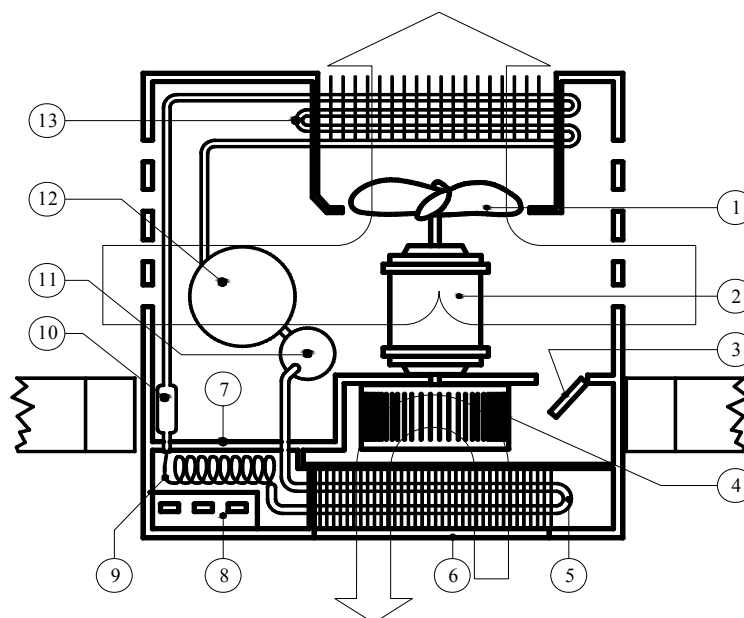


Рис. 3.44 – Конструкція віконного кондиціонера:

- 1 – вентилятор аксіальний; 2 – електричний двигун вентилятору; 3 – заслінка;
4 – вентилятор радіальний; 5 – випаровувач; 6 – фільтр повітряний; 7 – перегородка; 8 – пульт керування; 9 – капілярна трубка; 10 – фільтр-осушувач; 11 – розширювач; 12 – компресор ротаційний; 13 – конденсатор

Аксіальний вентилятор з електричним двигуном, який розташований у зовнішньому відсіку, використовується для охолодження конденсатора зовнішнім повітрям, яке засмоктується крізь решітку у бокових стінках кожуху.

Радіальний вентилятор, який встановлюється у внутрішньому відсіку кондиціонера, служить для засмоктування повітря з приміщення крізь декоративну панель, повітряний фільтр, випаровувач, а також для нагнітання охолодженого й очищеного від пилу повітря в приміщення крізь поворотну решітку.

Електричний двигун вентилятора вмикається при пуску компресора, однак він може бути увімкнений у режимі вентиляції й при вимкненої холодильної системи.

Віконний кондиціонер урізається у віконний проріз або просто в тонку стіну. Причому для установки віконного моноблока не потрібно ніяких спеціальних навичок і дорогого інструмента. Технологія виробництва віконних моноблоків добре відпрацьована, що разом із простотою монтажу забезпечує цим кондиціонерам високу довговічність. До того ж вартість такого рішення мінімальна.



Рис. 3.45 – Віконний кондиціонер (зовнішній вигляд)

Проте, у віконних кондиціонерів є ряд істотних недоліків: по-перше, вони створюють занадто багато шуму, тому що в усіх моноблоках компресор перебуває усередині приміщення.

Другий мінус "віконників" у тім, що вони жорстко прив'язані до віконного прорізу. Із цієї причини кондиціонувати кімнату складної форми не завжди можливо. Якщо штори або жалюзі закривають віконний кондиціонер, він буде підтримувати приємну прохолоду не в приміщенні, а між вікном і тим, чим воно завішено.

По-третє, віконні кондиціонери зменшують площу застління, а, отже, погіршують освітленість. За наявності склопакету установка віконника обійдеться дорожче самого кондиціонера, а на перших поверхах проблему можуть створити декоративні ґрати.

Спліт-системи

Назва спліт-система походить від англійського слова split, перекладеного як "розділяти, розщеплювати" (рис. 3.46, 3.47). На відміну від віконного кондиціонера, спліт-система складається не з одного блоку, а із двох. Завдяки цьому найбільш гучний вузол кондиціонера – компресор – винесено на вулицю. При всьому своєму

різноманітті, спліт-системи можна розділити за типом внутрішнього пристрою, що буває настінним, підлогово-стельовим, касетним, каналним або колонним. При цьому зовнішні блоки цих спліт-систем виглядають однаково. Головний плюс спліт-систем у тім, що вони не прив'язані до віконного прорізу. Різноманіття внутрішніх блоків дозволяє розташувати джерело холоду в будь-якому зручному місці: на стіні, на підлозі й навіть за підвісною стелею. У цей час – це найбільш популярний у світі тип кліматичного устаткування, що домінує на ринках Європи, Австралії, Японії, Китаю й більшості азійських країн.

Важливо підкреслити, що в холодильному циклі теплота не створюється і не знищується – вона тільки перекачується холодильною машиною. Теоретичні основи холодильного процесу – зворотний цикл Карно наведені літературі [30, 40].

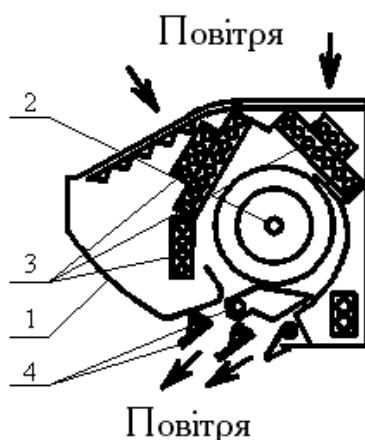


Рис. 3.46 – Склад внутрішнього блоку спліт-системи:

1 – корпус; 2 – вентилятор; 3 – теплообмінник; 4 – жалюзі

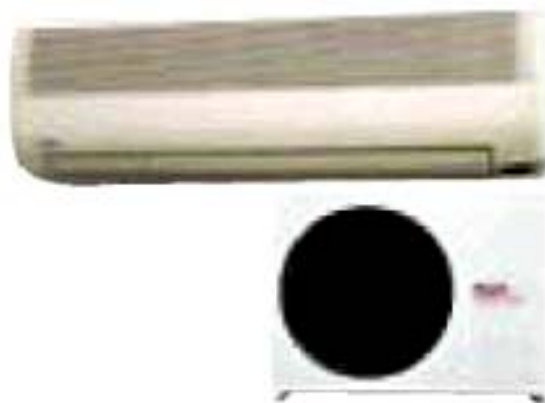


Рис. 3.47 – Спліт-система (зовнішній вигляд)

Теплоту можна передавати від повітря приміщення атмосферному повітрю, а можна, навпаки, віддавати теплоту повітрю приміщення, відбираючи її у атмосферного повітря. Останній процес називається обігрівом приміщення, здійснюється в холодний період року при роботі холодильної машини в режимі "теплового насоса". При цьому конденсатором стає теплообмінник, розташований в

приміщенні, що обслуговується. Сюди надходить гаряча пара холодильного агента від компресора. Обдування теплообмінника повітрям приміщення призводить до конденсації парів холодильного агента, подальшому пересуванню рідкого холодильного агента через регулятор потоку до випарника, розташованого на вулиці, відбиранню теплоти від повітря атмосфери, випарюванню рідкого теплоносія, утворенню пари, її відкачуванню компресором і повторенню циклу теплового насоса.

У режимі теплового насоса холодильна машина віддає приміщенню, що опалюється, приблизно в три рази більшу кількість енергії, ніж та, яка витрачається на роботу компресора. Тому за відсутності інших джерел теплоти реалізації такого процесу віддається перевага перед опалюванням приміщення електронагрівачами.

Внутрішній блок встановлюється безпосередньо в приміщенні, що кондиціюється. У складі блока випарник холодної машини і вентилятор, який забирає повітря з приміщення, проводить його крізь теплообмінну поверхню випарника, де повітря охолоджується (або нагрівається, якщо холодна машина працює в режимі теплового насоса), і знову подає це повітря в приміщення. Внутрішніх блоків може бути кілька і вони встановлюються в різних приміщеннях. Конструктивне й дизайнерське виконання внутрішніх блоків залежить від типу приміщення, що обслуговується. Внутрішні блоки можуть обслуговувати приміщення площею від 15 до 140 м², ефективно підтримують задану температуру в цих приміщеннях, працюють достатньо тихо.

Основною перевагою спліт-систем є простота конструкції, що дозволяє отримати низьку вартість кондиціонера при монтажі та експлуатації. Недоліком більшості таких кондиціонерів є неможливість подачі в приміщення свіжого повітря.

Внутрішні блоки спліт-систем працюють в автоматичному режимі і можуть регулюватися з пульта дистанційного керування. Такі пульти дозволяють :

- задати режим роботи кондиціонера, охолодження, нагріву;
- визначити фактичну температуру в приміщенні (в зоні пульта керування) і задати кондиціонеру потрібну температуру;
- настроїти таймер, який увімкне або вимкне кондиціонер у заданий час;
- змінити положення направляючих шторок і напрямок повітряного потоку.

Конструкція і місце встановлення внутрішніх блоків змінюються залежно від особливостей приміщення, бажання споживача і потужності блоку. На рис. 3.48 показані можливі варіанти конструкцій спліт-систем.

Настінні блоки обмежено за потужністю у зв'язку з тим, що міцний струмінь охолодженого повітря, що формується безпосередньо в зоні обслуговування, має обмежену довжину пересування з повітрям приміщення, внаслідок чого недостатньо перемішується з ним, що викликає дискомфортні відчуття у споживача.

Підлогово-стельові блоки можуть мати більшу потужність, оскільки при такому способі встановлення припливний струмінь, настилаючись на площину стіни або стелі, певний час пересувається у контакті з повітрям приміщення перед потраплянням до зони обслуговування.

Колонний блок використовують в приміщеннях більшої площі, де немає підвісної стелі. Течія охолодженого повітря спрямовується на стелю приміщення, розподіляється по її поверхні, підмішує тепле повітря приміщення і надходить до зони обслуговування. За характером подачі потоку повітря в приміщення підлогово-стельові й колонні блоки майже ідентичні.

Типи кондиціонерів спліт-систем			
Настінний 1,5-5 кВт	Підлогово- стельовий 4,0-9,0 кВт	Колонний 5-14 кВт	Касетний 5-14 кВт

Рис. 3.48 – Тип спліт-систем

Касетні блоки використовують для приміщень великої площі, у яких передбачені підвісні стелі (рис. 3.49).



Рис. 3.49 – Внутрішні блоки касетної конструкції

Касети монтуються у підшивку за підвісною стелею. У площині стелі знаходиться лише декоративна решітка, крізь яку повітря з приміщення надходить до блоку, де відбувається його тепловологісна обробка. Потім повітря по чотирьох напрямках крізь жалюзі подається у приміщення (можлива також роздача у трьох, або

двох напрямках). У такій системі можна додати до рециркуляційного повітря 10% свіжого повітря.

Спліт-системи каналного типу

Устаткування цього класу нерідко виділяють в окрему групу через цілу низку конструктивних особливостей. Внутрішній блок такого кондиціонера (рис. 3.50) перебуває над підвісною стелею й розподіляє охолоджене повітря мережею повітропроводів або спеціальними каналами. Тобто має подібність із роботою центрального кондиціонера. А надто, що більшість каналних кондиціонерів припускає можливість додавання свіжого повітря в межах 10-20% від обсягу, що проходить через кондиціонер. При достатній потужності охолодження і гарному напорі вентилятора внутрішнього блоку ця мережа може охоплювати відразу кілька приміщень. Правда, для цього необхідно наявність підвісної стелі.

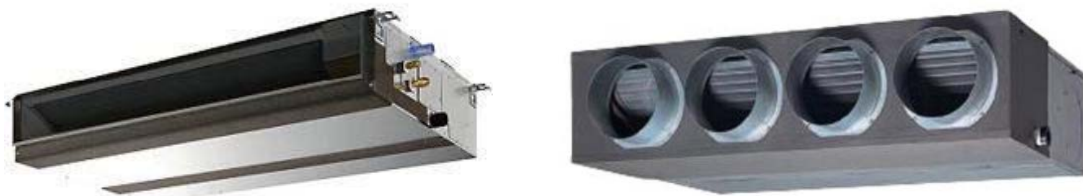


Рис. 3.50 – Спліт-системи каналного типу

На відміну від спліт-систем інших типів, установка спліт-системи каналного типу вимагає серйозного проектного пророблення. Необхідно акуратно розрахувати перетин повітропроводів, інакше в одній кімнаті буде холодно, а в іншій спека.

Мультиспліт-системи

Мультиспліт-системи (рис. 3.51) називають спліт-системи, у яких з одним зовнішнім блоком працює більше одного внутрішнього. Багато хто вважає, що в такий спосіб можна вигадати в ціні: адже зовнішній блок один. На жаль, все не так просто. Хоч він і один, але його потужності повинно вистачити на всі внутрішні. Тому вартість мультиспліт-системи рідко буває нижчою, ніж аналогічної за потужністю й кількістю внутрішніх блоків комбінації спліт-систем.



Рис. 3.51 – Мультиспліт-система

Мультиспліт-система з 3-7 внутрішніми блоками майже завжди дорожча, комбінації 3-7 окремо взятих кондиціонерів. Проте, головна перевага мультиспліт-систем не ціна. Їхнє використання дозволяє зменшити кількість зовнішніх блоків. Розміщати велику кількість зовнішніх блоків найчастіше недоцільно й неестетично.

Останнім часом найбільш популярні мультиспліт-системи "конструктори". У таких кондиціонерів з одним зовнішнім блоком може працювати кілька десятків комбінацій внутрішніх. Причому вони можуть бути не тільки настінного типу, але й касетними, каналними, підлого-стельовими. Це дозволяє підібрати комбінацію внутрішніх блоків, яка ідеально відповідному саме вашому житлу.

VRF-системи

VRF системи (система з витратою холодоагенту, що регулюється), це системи в яких використовують один зовнішній блок, та кілька внутрішніх (рис. 3.52, 3.53). Однак, завдяки технічним можливостям, їх все частіше відносять до систем центрального кондиціонування. Адже вони дозволяють створювати комфорт відразу в 4-48 приміщеннях, загальною площею від 100 до 1000 квадратних метрів, розв'язуючи проблеми вентиляції й кондиціонування повітря в комплексі.

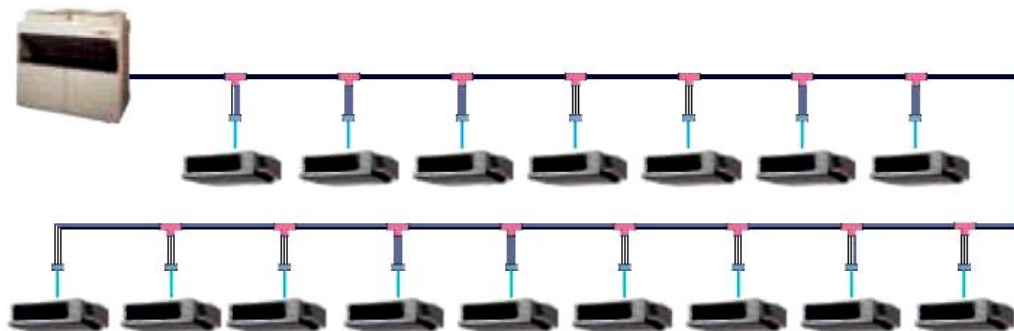


Рис. 3.52 – VRF-система

Порівняно зі звичайними спліт-системами VRF, система кондиціонування має значні переваги – економічність, компактність, низький рівень шуму зовнішніх та внутрішніх блоків. Завдяки тому, що в цих системах можливе роздільне керування кожним внутрішнім блоком не залежно від інших, сумарна потужність внутрішніх блоків може складати до 150% від потужності зовнішнього (при цьому потужність, яку будуть видавати внутрішні блоки не буде перевищувати 100% зовнішнього). Можливе використання індивідуального пульта дистанційного керування (дротовий, або бездротовий), а також пульти керування групою кондиціонерів.

Важливою перевагою систем типу VRF є різноманітність внутрішніх блоків. Вони можуть бути настінними, касетними, каналними, стельовими, підлоговими, що дає можливість ефективно охолоджувати приміщення будь-якого планування, не вторгаючись в існуючі інтер'єри. А більші відстані між внутрішніми й зовнішніми блоками (до 100 метрів) дозволяють сховати останні в будь-яке непомітне місце.

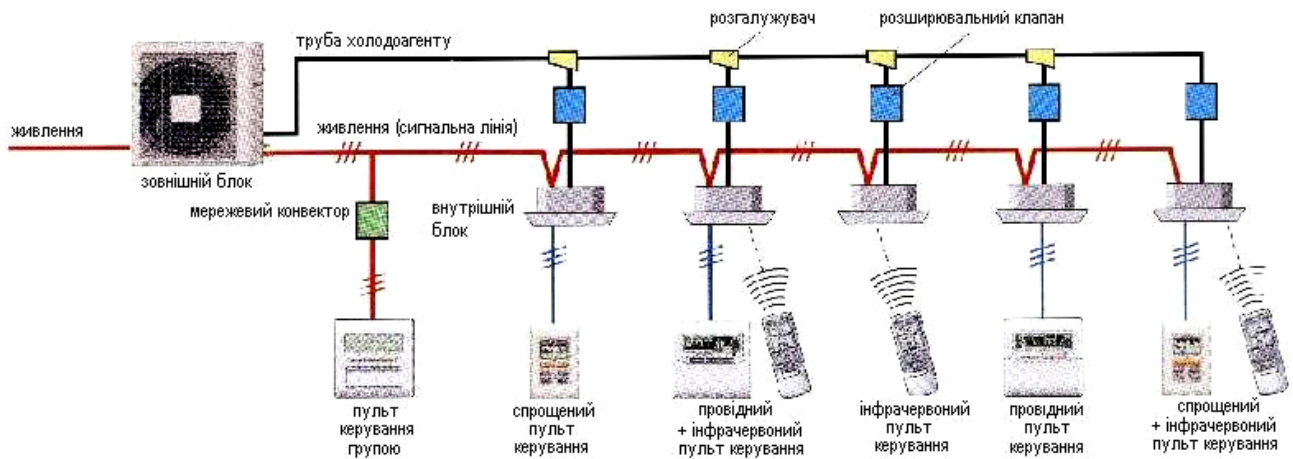


Рис. 3.53 – Схема VRF системи кондиціонування приміщення

На додачу, такі системи довговічні й економічні. Вони розраховані на експлуатацію протягом 20-25 років, проти 6-8 у побутових спліт-систем, крім того ще одна перевага - енергозбереження. Вони витрачають не більше 37 Вт на квадратний метр, що обслуговується, це на 20-40 відсотків нижче, ніж в інших кондиціонерів. Але особливо велика економія досягається, якщо частина внутрішніх блоків працює на холод, а інша – на тепло. "Розумна система" перенесе надлишки теплоти з одного приміщення в інше, удвічі скоротивши споживану потужність.

Мобільні кондиціонери

Під цим поняттям поєднують два види систем: мобільні спліт-системи й мобільні моноблоки. Перші нагадують звичайні спліт-системи, за винятком того, що компресор у них перебуває у внутрішньому блоці (а тому неабияк шумить). При цьому зовнішній блок, пов'язаний із внутрішнім пристроєм гнучким трубопроводом, просто вивішується за вікно.

Другий тип являє собою моноблочну конструкцію. Він охолоджує приміщення, скидаючи надлишки теплоти через товстий гофрований шланг, який необхідно вивести у вікно або за двері. Рекомендується робити для цього спеціальні отвори в рамах, оскільки відкриті вікна й квартирки дозволяють тепловому повітрю проходити усередину й зводять зусилля кондиціонера нанівець.

Перевага в мобільних кондиціонерів тільки одна – вони легко встановлюються й демонтуються, а тому підходять для тих, хто часто міняє житло або хоче брати кондиціонер із собою на дачу. А от охолодити за допомогою одного такого апарата трикімнатну квартиру не вийде. Для того щоб у теплий день було прохолодно, кондиціонер повинен працювати постійно. Якщо ж його перетаскувати з кімнати в кімнату, нічого гарного не вийде. Поки одне приміщення остудиться, в іншому знову буде пекло.

Основні функції побутових і напівпромислових кондиціонерів: охолодження, підігрів повітря, осушення, вентиляція, очищення, одержання кисню, іонізація.

Шафові кондиціонери

Шафові кондиціонери являють собою закінчений моноблок, призначений для встановлення у приміщенні, де необхідно забезпечити задану температуру і чистоту повітря. Холодильна потужність шафових кондиціонерів може знаходитися в діапазоні від 10 до 80 кВт.

Основною перевагою цих кондиціонерів є простота монтажу і обслуговування. Функціональні блоки кондиціонера розташовані за передньою панеллю і легкодоступні для обслуговування і ремонту.

Загальний вигляд шафового кондиціонера і склад кондиціонерів такого типу наведені на рис. 3.54 та 3.55.

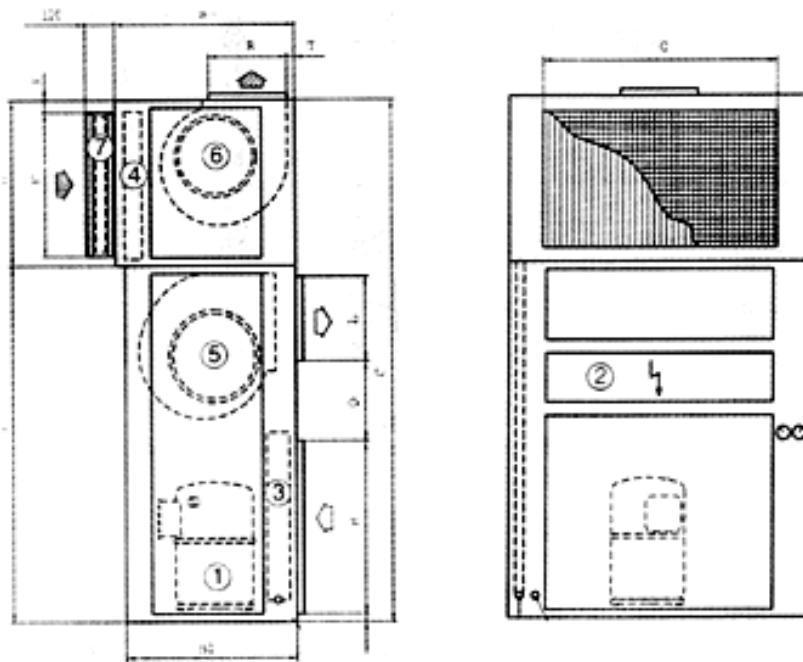


Рис. 3.54 – Шафовий кондиціонер та його основні конструктивні елементи:

1 – компресор; 2 – електрична панель; 3 – конденсатор; 4 – випарник; 5 – вентилятор конденсатора;
6 – вентилятор випарника; 7 – фільтр

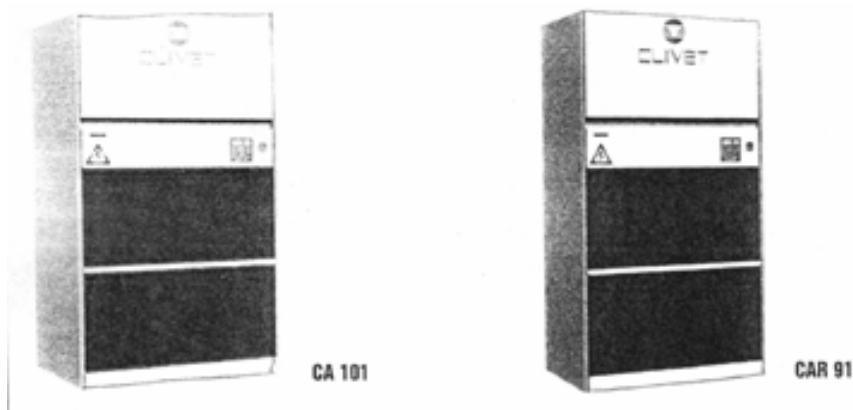


Рис. 3.55 – Загальний вигляд шафових кондиціонерів фірми CLIVET

Шафові кондиціонери можуть виготовлятися з повітряним і водяним охолодженням конденсатора. Кондиціонери з водяним конденсатором не можуть використовуватися для роботи в режимі теплового насоса, але мають ту перевагу, що встановлюються в будь-якій точці приміщення, куди можливе підведення води, що охолоджує конденсатор. При цьому можливий також нагрів повітря приміщення в холодний період року шляхом використання електронагрівачів, встановлених в повітряному тракці кондиціонера. Очевидним недоліком таких кондиціонерів є потреба в контурі оборотного водопостачання для охолодження циркуляційної води, що подається на конденсатор.

Шафові кондиціонери можуть обладнуватися мікропроцесорною системою керування, що забезпечує підтримання у приміщенні заданої температури, діагностику стану кондиціонера і керування роботою конденсатора.

Моноблочні шафові кондиціонери мають усі необхідні елементи і становлять собою компресорно-конденсаторну і випаровувальну секції, з'єднані в блоці – корпусі (рис.3.54). Повітря для охолодження конденсатора 3 подається повітроводом або безпосередньо через отвір в стіні й викидається на вулицю радіальним вентилятором 5. Повний тиск вентилятора залежно від типорозміру кондиціонера може знаходитися в межах 70...200 Па. Циркуляційне повітря з приміщення очищується фільтром 7, охолоджується у випарнику 4 і вентилятором 6 подається до приміщення.

Покрівельні кондиціонери

Покрівельні кондиціонери (руфтоп, roof-top) розміщують на покрівлі будівель, що зручно при великих розмірах будівель. Руфтоп становить собою моноблочну конструкцію, в якій наявні всі основні функції кондиціонеру (підігрів, охолодження повітря, може здійснюватись зволоження, осушення, а також інші функції).

Застосування кондиціонерів такого типу дозволяє економити корисну площу будівлі. На рис. 3.56 та 3.57 наведена схема кондиціонера та склад технологічних блоків. У теплий період кондиціонер через клапан 1 забирає свіже повітря, а через клапан 2 – рециркуляційне з приміщення, що обслуговується. Суміш повітря через фільтр 3, а також випарник 4 (або і повітронагрівач електричний 5) вентилятором подається у приміщення. У камері 7 розташована холодильна машина (умовно не показана), конденсатор якої позначено поз. 8. У холодний період року покрівельний кондиціонер використовує роботу холодильної машини в режимі теплового насоса. На цей випадок випарник 4 має на схемі позначку (+), бо забезпечує конденсацію холодильного агента, а конденсатор 8, який при цьому виконує функцію випарника, позначено символом (-). Додатковий підігрів повітря у холодний період року може забезпечуватися електричним, або водяним (якщо є така можливість) повітронагрівачем. також у останній час велике поширення мають руфтопи із газовим підігрівом

(природний газ спалюють, а отриману теплоту за допомогою теплообмінних апаратів спрямовують на підігрів припливного повітря). Слід зазначити, що функціонально і за складом технологічних блоків покрівельний кондиціонер наближається до центрального кондиціонера, маючи кращу теплоізоляцію та захист від атмосферних опадів.

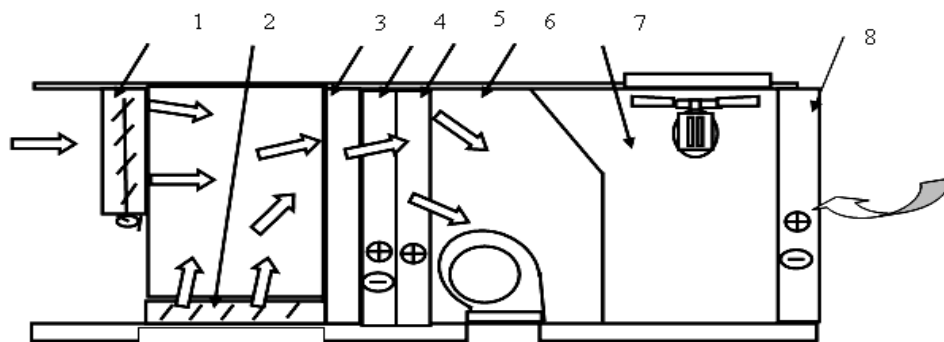


Рис. 3.56 – Покрівельний кондиціонер:

1 – клапан свіжого повітря; 2 – клапан рециркуляційного повітря; 3 – фільтр; 4 – випарник;
5 – повітронагрівач; 6 – вентиляційна камера; 7 – холодильна машина; 8 – конденсатор

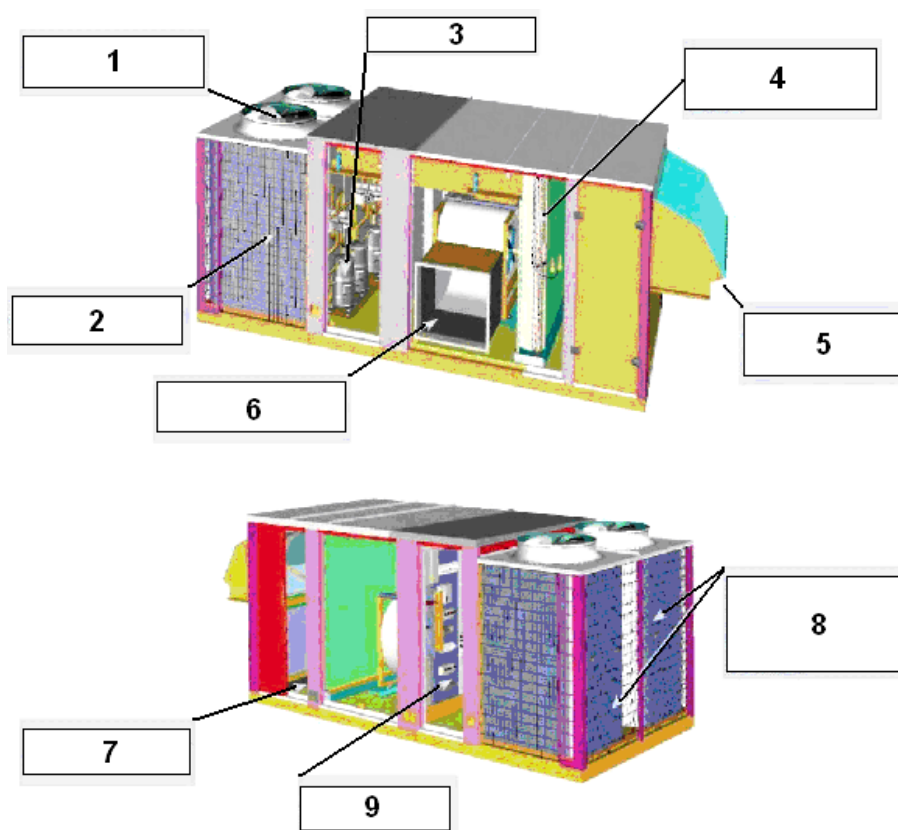


Рис. 3.57 – Загальний вигляд покрівельних кондиціонерів Wesper:

1 – осьові вентилятори зовнішнього теплообмінника; 2 – зовнішній теплообмінник із огорожувальною решіткою; 3 – спіральні компресори; 4 – внутрішній теплообмінник зі зємним дренажним піддоном; 5 – забір свіжого повітря з спеціальним навісом від негоди; 6 – відцентровий вентилятор припливного повітря; 7 – забір рециркуляційного повітря (знизу); 8 – зовнішні теплообмінники з поділеними повітряними потоками для кожного контуру холодоагента;
9 – електрична секція та панель керування

Покрівельні кондиціонери мають повітряне охолодження конденсаторів. Подача повітря забезпечується аксіальними вентиляторами. При розміщенні кондиціонера треба звертати увагу на відсутність завад на викиді нагрітого повітря з камери 7, треба також запобігти його підмішуванню до зовнішнього повітря, що подається на конденсатор.

Закінчуючи характеристику конструкції та режимів роботи покрівельних кондиціонерів, відзначимо їх позитивні якості:

- комплектність;
- наближеність до споживача повітря;
- мінімальна довжина повітропроводів;
- економічність.

Окрім того, покрівельні кондиціонери можуть бути оздоблені електричними, водяними або газовими підігрівачами повітря. Газовий підігрів дозволяє встановлювати ці пристрої у разі коли інші джерела теплоти не можуть бути використані (обмеження за електричною потужністю, за кількістю теплоти на потреби теплопостачання, таке інше).

Ці безперечні переваги кондиціонерів цього типу дозволяють їх рекомендувати для різних об'єктів громадського і промислового призначення.

3.3.3. Розрахунок систем кондиціювання

Побудова процесу асиміляції теплоти і вологи в I-d діаграмі

Побудова процесу виконується в I-d діаграмі (побудова самої діаграми та її застосування для аналізу процесів тепловологісної обробки повітря наведено у літературі [42]). На діаграмі відповідно до вихідних даних до проекту наносять точки "Н" і "В" для теплого періоду року. Через точку "В" проводять промінь процесу асиміляції припливним повітрям надлишків тепла і вологи у приміщенні, що обслуговується. Кутовий коефіцієнт променя обчислюється за формулою (3.11) або

$$\varepsilon_n = \frac{3,6 \sum Q_n}{\sum W}, \quad (3.35)$$

де $\sum Q_n$ – сума надходжень повної теплоти в приміщення, Вт/год; $\sum W$ – сума надходжень водяних парів до приміщення, кг/год.

За наявності кутового масштабу орієнтація променя " ε_n " здійснюється методом його паралельного переносу в точку В.

Оскільки в теплий період завданням СКП є асиміляція надлишків теплоти і вологи в приміщенні, температура і вологовміст припливного повітря повинні бути нижче, ніж відповідні параметри точки В (рис.3.58).

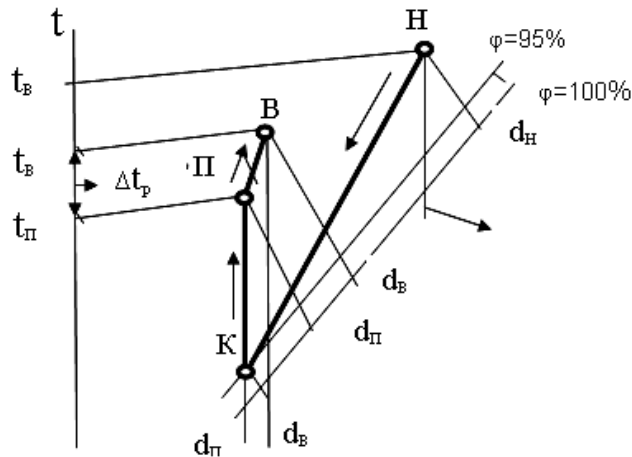


Рис. 3.58 – I-d діаграма процесу обробки повітря в теплий період року

Для процесу асиміляції теплоти і вологи, в результаті якого встановлюються задані параметри в зоні обслуговування, справедливі співвідношення:

$$\sum Q_{\Pi} = 0,278 \cdot (I_B - I_{\Pi}) \cdot m_B ; \quad (3.36)$$

$$\sum W = (d_B - d_{\Pi}) \cdot m_B , \quad (3.37)$$

де I_B ; I_{Π} - ентальпія повітря відповідно точок "В" і "П"; m_B - кількість припливного повітря; d_B ; d_{Π} - вологовміст повітря точок "В" і "П".

Із (3.36) випливає, що при постійних значеннях Q_{Π} та I_B необхідна кількість припливного повітря " m_B " буде тим меншою, чим нижче величина I_{Π} . Менша кількість припливного повітря вигідна, оскільки при цьому зменшуються капітальні й експлуатаційні витрати на СКП. Мінімальна кількість припливного повітря буде, якщо параметри припливного повітря взяти в точці перетину " ϵ_{Π} " з кривою відносної вологості $\varphi=100\%$. Якщо надходження вологи в приміщення відносно великі, промінь " ϵ_{Π} " не перетинається з $\varphi=100\%$. Для зменшення коливань температури у робочій зоні рекомендується визначитися з "робочою різницею температур" Δt_p , яку залежно від висоти приміщення слід приймати у межах $2 \dots 4$ °C (для громадських та житлових будівель). Висота приміщень при цьому повинна знаходитися в межах $4 \dots 6$ м.

Розрахунок повітрообміну для систем кондиціювання

Графоаналітичний розрахунок процесу обробки повітря для теплого періоду року виконують у наведених нижче складі й порядку операцій.

- Нанесення точок "Н" і "В" в I-d діаграмі (рис 3.58).
- Обчислення кутового коефіцієнта процесу для теплого періоду, його побудова в I-d діаграмі.
- Вибір розрахункової різниці температур, Δt_p .
- Визначення в I-d діаграмі положення точки "П", що характеризує параметри припливного повітря.

Точка "П" знаходиться на перетині променя процесу "ε_п" з ізотермою t_п.

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{р}} . \quad (3.38)$$

д) Потрібна кількість припливного повітря визначається за формулою

$$m_{\text{в}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{п}}}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}} \quad (3.39)$$

де Q_п – сумарні тепло надходження, Вт.

е) Із т. "П" проводиться лінія d_п = const до перетину з кривою відносної вологості φ=95%. Знайдена таким чином точка "К" з'єднується з точкою "Н", що характеризує в I-d діаграмі параметри зовнішнього повітря теплого періоду року.

Відрізок "НК" відображає в діаграмі процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі будь-якого типу (поверхневому або контактному); відрізок "КП" – процес нагріву повітря в повітронагрівачі другого підігріву (теплообмінник, що живиться гарячою водою, або електричний водонагрівач).

Таким чином, розв'язане основне завдання розрахунку – визначено повітрообмін приміщення і параметри припливного повітря, при яких в розрахунковому режимі теплого періоду забезпечується підтримання заданих параметрів внутрішнього повітря.

Крім цього, визначені потужності технологічних блоків, що оброблюють припливне повітря в теплий період (повітроохолоджувач, повітронагрівач другого підігріву, вентилятор).

Процес обробки повітря в холодний період

У холодний період причинами зміни температури та відносної вологості внутрішнього повітря громадських та адміністративно-побутових будівель є:

- надходження теплоти і вологи від людей;
- надходження теплоти від чергового або звичайного опалення;
- витрачання теплоти через конструкції, що огорожують приміщення

Завданням СКП (або СВ) у цьому випадку є подача припливного повітря таких параметрів, за яких забезпечується баланс теплоти й вологи у приміщенні, що обслуговується.

Розрахунок та побудову процесу виконують у таких складі й наступній послідовності операцій:

а) Нанесення в I-d діаграмі точок "Н" і "В" для холодного періоду року (рис. 3.59).

б) Визначення величин тепловологонадходжень у приміщення і тепловитрати. При цьому надходження теплоти від чергового опалення і витрати теплоти через огороження будівлі (приміщення) розраховують за загальноприйнятими методиками, а надходження теплоти й вологи від людей визначають аналогічно теплоту

періоду з корекцією на нове значення t_b .

в) Обчислення кутового коефіцієнта ε_3 , що характеризує зміну параметрів припливного повітря при асиміляції їм надлишків теплоти (або компенсації її витрат) приміщення та надходжень вологи від людей:

$$\varepsilon_3 = \frac{3,6 \sum Q_n}{\sum W} \quad (3.40)$$

де

$$Q_n = Q_n^1 + Q_{q.o.} - Q_{ТП} \quad (3.41)$$

$Q_n^1; Q_{q.o.}; Q_{ТП}$ – відповідно надходження повної теплоти від людей, надходження теплоти від чергового опалення, витрати теплоти огороженням будівлі (приміщення);

W – кількість водяної пари, яка надходить від людей, що знаходяться в приміщенні.

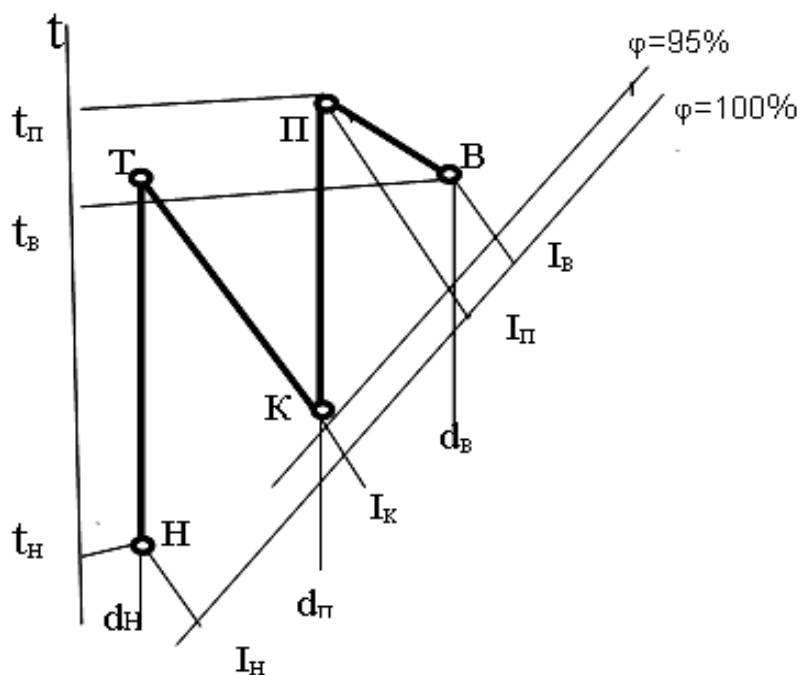


Рис. 3.59 – I-d діаграма обробки повітря в холодний період року при компенсації тепловитрат і асиміляції надлишків вологи

При цьому можливі випадки: $Q_n \geq 0$, $Q_n < 0$.

Кількість вологи, що надходить до приміщення: $W \geq 0$.

Тому можливі кутові коефіцієнти процесів: $\varepsilon_3 \geq 0$, $\varepsilon_3 < 0$.

Відповідно значенню ε_3 розташується в I-d діаграмі відрізок "ПВ".

г) Через точку "В" проводимо промінь процесу, що відбувається в приміщенні, з кутовим коефіцієнтом ε_3 .

д) Визначаємо розрахунковий вологовміст припливного повітря d_n :

$$d_n = d_6 - \frac{W \cdot 10^3}{m_6} \quad (3.42)$$

е) Знаходимо точку перетину d_n і ε_3 , що визначає в I-d діаграмі параметри припливного повітря (точка "П", рис. 3.59).

ж) Знаходимо точку перетину лінії d_n з кривою $\phi=100\%$ - точку "К".

з) Через точку "К" проводимо ізоентальпу, а через "Н" - лінію d_n до перетину з ізоентальпою I_k . Точка перетину позначається "Т".

і) Порядок обробки повітря в технологічних блоках у холодний період року наступний:

"НТ" – підігрів зовнішнього повітря в повітронагрівачі 1-го підігріву;

"ТК" – зволоження і охолодження повітря (адіабатний процес) у зволожувачі;

"КТ" – підігрів повітря у повітронагрівачі 2-го підігріву;

"ПВ" – промінь процесу компенсації тепловитрат і асиміляція вологонадходжень у приміщення.

Наведені розрахунки і побудови на їх основі в I-d діаграмі дозволяють визначити початкові й кінцеві параметри кожного з елементарних процесів, послідовність яких формує комплексний процес обробки повітря в холодний період року.

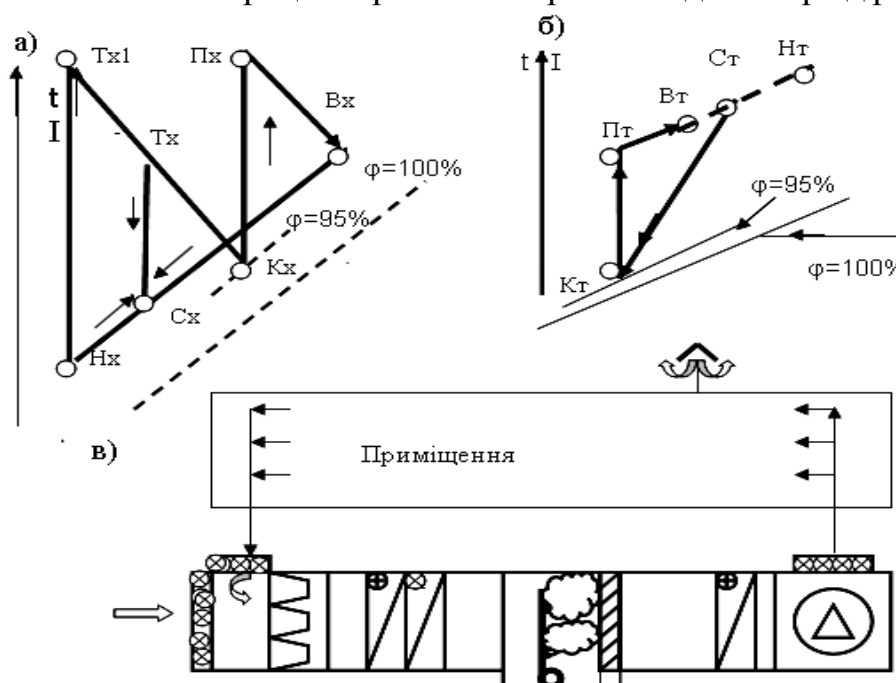


Рис. 3.60 – Кондиціонер класичної схеми з 1-ю рециркуляцією:
а) I-d діаграма холодного періоду року; б) I-d діаграма теплого періоду року;
в) схема кондиціонера

Особливістю розрахунку на холодний період є те, що до переліку заданих параметрів процесу не включена кількість припливного повітря. Вона дорівнює визначеному для теплого періоду.

Маючи кількість повітря, а також його початкові та кінцеві параметри, можна визначити конструктивні особливості, тепловий та гідравлічний режими роботи технологічних блоків. Відповідні методики розрахунків наведені в [36, 37, 38, 43]. Крім того, постачальниками обладнання надаються послуги engineering, які розповсюджуються на весь діапазон інженерних робіт від розрахунків СВ, або СКП, з підбором і монтажем обладнання, до розрахунків з визначенням конструктивних і режимних параметрів блоків. Зрозуміло, інтереси замовника точніше можуть бути визначені самим замовником. Тому для споживача параметри обладнання (початкові, кінцеві параметри повітря й його витрата) краще визначати самостійно, а забезпечення параметрів важливих для споживача (конструктивні і режимні характеристики) покласти на поставника.

Приклади розрахунку

Приклад 3.1. Визначити тиск P у каналах природної витяжної вентиляції, якщо різниця висот оголовка витяжної шахти й осі витяжних ґрат $h=10$ м, а температура внутрішнього повітря $t_{\text{вн}}=20^{\circ}\text{C}$. Щільність повітря при 5°C , $\rho=1,27$ кг/м³.

Розв'язання:

Температура зовнішнього повітря для розрахунку приймається $t_z=5^{\circ}\text{C}$. За формулою визначаємо щільність для необхідної температури ($t_z=20^{\circ}\text{C}$)

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} = 1,27 \cdot \frac{101325}{101325} \cdot \frac{278}{293} = 1,2 \text{ кг/м}^3, \quad \text{далі визначаємо тиск у системі}$$

$$P = g h (\rho_z - \rho_e) = 9,8 \cdot 10 (1,27 - 1,2) = 6,4 \text{ Па}$$

Приклад 3.2. Визначити необхідний повітрообмін в приміщенні, якщо загальна кількість оксиду вуглецю, що надходить до приміщення, $C=18$ г/год, ПДК=20 мг/м³, $C_{\text{пр}}=2$ мг/м³.

Розв'язання:

Відповідно (3.2)

$$L = \frac{C}{\text{ПДК} - C_{\text{пр}}} = \frac{18 \cdot 10^3}{20 - 2} = 1000, \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приклад 3.3 Визначити ентальпію вологого повітря, якщо температура повітряно-парової суміші $t=20^{\circ}\text{C}$, $d=15$ г/кг с.п.

Розв'язання:

На підставі (3.7) маємо:

$$I_{\text{вв}} = 1,005 \cdot 20 + (2500 + 1,8 \cdot 20) \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 58,14 \text{ кДж/кг с.п.}$$

Приклад 3.4. Визначити втрати на тертя по довжині мережі, якщо відомо, що коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda=0,03$, довжина ділянки $\ell=20$ м, діаметр повітропроводу $d=150$ мм, швидкість повітря у повітропроводі $V=2$ м/с, питома вага $\gamma=12,6$ Н/м³.

Розв'язання:

Використовуємо формулу $\Delta P = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{V^2 \gamma}{2g} \cdot \ell$, підставляємо дані, отримаємо

$$\Delta P = \frac{0,03}{0,15} \cdot \frac{2^2 \cdot 12,16}{2 \cdot 9,81} \cdot 20 = 9,91 \text{ Н}$$

Приклад 3.5. Визначити втрати на місцевому опорі, якщо відомо, що коефіцієнт місцевого опору $\xi=1,0$, швидкість повітря у повітропроводі $V=8$ м/с, питома вага $\gamma=12,16$ Н/м³.

Розв'язання:

Використовуємо формулу $\Delta P = \xi \cdot \frac{V^2 \gamma}{2g}$, підставляємо дані, отримаємо

$$\Delta P = 1,0 \cdot \frac{8^2 \cdot 12,16}{2 \cdot 9,81} = 39,7 \text{ Н}$$

Приклад 3.6. Визначити необхідний повітрообмін у приміщенні (за шкідливими домішками, що виділяються у повітря), якщо загальна кількість оксиду вуглецю, який надходить до приміщення $C=18$ г/год, $\Gamma_{\text{ДКCO}_2}=20$ мг/м³, $C_{\text{пр}}=2$ мг/м³.

Розв'язання:

Використовуючи формулу $L = \frac{C}{\text{ПДК} - C_{\text{пр}}}$, отримаємо $L = \frac{18 \cdot 10^3}{20 - 2} = 1000 \text{ м}^3 / \text{ч}$.

Приклад 3.7. До повітря початкового стану $I_1=18,8$ кДж/кг с.п., $d=2$ г/кг с.п. у кількості 10000 кг/год підмішується водяна пара у кількості 30 кг/год. Визначити кінцеві параметри повітря.

Розв'язання:

1. Наносимо в I - d діаграмі параметри повітря (початкові) і проводимо ізотерму, за якою реалізується процес зволоження ($t_1=14$ °C).
2. Обчислюємо d_2 за формулою (3.15)

$$d_2 = 2 + \frac{30 \cdot 10^3}{10000} = 5 \text{ г/кг с.п.}$$

3. Визначаємо точку перетину ізотерми $t_1=14$ °C і вологовмісту $d_2=5$, яка характеризує кінцевий стан повітря після його зволоження.

Приклад 3.8. Визначити ентальпію вологого повітря, якщо температура повітряно-парової суміші $t=20$ °C, $d=15$ г/(кг сух. пов.).

Розв'язання:

На підставі формули $I_{\text{в.в.}} = 1,005t + (2500 + 1,8t)d \cdot 10^{-3}$ кДж/(кг сух. пов.):

$$I_{в.в.} = 1,005 \cdot 20 + (2500 + 1,8 \cdot 20) \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 58,14 \text{ кДж/(кг сух. пов.)}.$$

Приклад 3.9. Визначити необхідну кількість припливного повітря, якщо кількість повної теплоти, що надходить до приміщення, $Q_{п}=14$ кВт, ентальпія внутрішнього повітря $I_{в}=53$ кДж/(кг сух. пов.), ентальпія припливного повітря $I_{п}=48$ кДж/(кг сух. пов.).

Розв'язання:

$$\text{Використовуючи формулу } m_{в} = \frac{3,6 Q_{п}}{I_{в} - I_{п}}, \text{ отримаємо } m_{в} = \frac{3,6 \cdot 14000}{53 - 48} = 10080 \text{ кг/ч}$$

Приклад 3.10. Визначити необхідну продуктивність підігрівачів повітря вентиляційної установки за теплою, якщо маса припливного повітря $m_{в}=3000$ кг/год, температура припливного повітря $t_{п}=20^{\circ}\text{C}$, а температура зовнішнього повітря $t_{н}=-10^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання:

За формулою $Q = 0,278 \cdot m_{в} \cdot c_p (t_{п} - t_{н})$, одержимо

$$Q = 0,278 \cdot 3000 \cdot 1,005 \cdot (20 - (-10)) \approx 25150 \text{ Вт}.$$

Контрольні запитання

1. Які параметри повітря відносяться до метеорологічних?
2. Що таке пил, який пил найбільш небезпечний?
3. Що таке вологе повітря?
4. Формула, за якою визначається відносна вологість повітря.
5. Формула, за якою обчислюється ентальпія повітря.
6. Назвіть основні лінії I-d діаграми.
7. Як визначити витрату теплоти на нагрів повітря?
8. Як змінюються температура і вологовміст повітря в процесі випарювального охолодження повітря?
9. Від чого залежать розрахункові параметри зовнішнього повітря?
10. Які завдання припливно-витяжної вентиляції?
11. Коли доцільна загальнообмінна вентиляція?
12. Для яких випадків застосовується місцева припливна й місцева витяжна вентиляція?
13. Як записується рівняння Дарсі-Вейсбаху?
14. Як проводять аеродинамічний розрахунок повітропроводів?
15. Чим відрізняються спліт-системи й віконні кондиціонери?
16. У чому полягає різниця між центральним кондиціонером й руфтопом?
17. Що таке рециркуляція? Коли її використовують?
18. З яких блоків складається центральний кондиціонер?
19. Які основні функції побутових кондиціонерів?
20. У чому полягають переваги VRF-систем?

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі гарячого водопостачання та водяного опалення з використанням труб зі структурованого поліетилену з тепловою ізоляцією із спіненого поліетилену і захисною гофрованою поліетиленовою оболонкою: ДБН В.2.5-22-2002: чинний від 01.07.2002. Держбуд України, Київ. 2002. – 40 с.
2. Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы. Сборник 22. Водопровод – наружные сети: ДБН Д.2.2-22-99: чинний від 01.01.2000, текст зі змінами: за станом на 28.02.2006. Держбуд України, Київ. 2000. – 87 с.
3. Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы. Сборник 23. Канализация – наружные сети: ДБН Д.2.2-23-99: чинний від 01.01.2000, текст зі змінами: за станом на 28.02.2006. Держбуд України, Київ. 2000. – 23 с.
4. Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы. Сборник 24. Теплоснабжение и газопроводы – наружные сети: ДБН Д.2.2-24-99: чинний від 01.01.2000, текст зі змінами: за станом на 28.02.2006. Держбуд України, Київ. 2000. – 70 с.
5. Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы. Сборник 16. Наружные инженерные сети: ДБН Д. 2.4-16-2000: чинний від 01.01.2000, текст зі змінами: за станом на 28.02.2006. Держбуд України, Київ. 2000. – 65 с.
6. Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы. Сборник 19. Газоснабжение – внутренние устройства: ДБН Д.2.2-19-99: чинний від 01.01.2000, текст зі змінами: за станом на 28.02.2006. Держбуд України, Київ. 2000. – 16 с.
7. Инженерное оборудование зданий и сооружений. Внешние сети и сооружения. Газоснабжение: ДБН В.2.5-20-2001: введены в действие с 01.08.2001 г. зі зміною №1 від 11.05.2010. К.: Госстрой Украины, 2001. – 130 с.
8. Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування: ДБН В.2.5-74:2013: чинний від 01.10.2013. Мінрегіонбуд та ЖКГ України, Київ. 2013. – 280 с.
9. Каналізація. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування: ДБН В.2.5-75:2013: чинний від 01.10.2013. Мінрегіонбуд та ЖКГ України, Київ. 2013. – 210 с.
10. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі: ДБН В.2.5-39:2008: чинний від 01.07.2009. К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2009. – 56 с.
11. Настанова з будівництва, монтажу та контролю якості теплових мереж: ДСТУ-Н Б В.2.5-66:2012: чинний від 28.12.2012. К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2012.
12. Настанова з будівництва, монтажу та контролю якості трубопроводів зовнішніх мереж водопостачання та каналізації: ДСТУ-Н Б В.2.5-68:2012: чинний від 28.12.2012. К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2012. Внутрішній водопровід та каналізація. Частина І. Проектування. Частина ІІ.

Будівництво: ДБН Б.2.5-64:2012: чинний від 01.03.2013. Мінрегіонбуд та ЖКГ, Київ. 2013. – 105 с.

13. Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5-67:2013: чинний від 01.10.2013. – К.: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 167 с.

14. ГОСТ 21.602-2003 Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондиционирования. Рабочие чертежи: дата введения 01.06.2003. - М.: Межгосударственный стандарт. – 2003, 34 с.

15. Алексеев М. И., Дмитриев В. Д. и др. Городские инженерные сети и коллекторы. – Л.: Стройиздат, 1990. – 384 с.

16. Бережнов І. О. Улаштування і експлуатація теплових і газових мереж/ І. О.Бережнов, М.О.Шульга.- К.: НМК ВО , 1992. – 124 с.

17. Дмитриев М. И., Городские инженерные сети/М.И.Дмитриев. – М.: Стройиздат, 1988. – 236 с.

18. Шульга М. О. Энергопостачання міст/М.О.Шульга, І.О.Бережнов. – К.: ІСДО, 1993. – 228 с.

19. Пешехонов Н.И. Проектирование теплоснабжения/Н.И.Пешехонов. – К.: Вища школа, 1982. - 328 с.

20. Абрамов Н.Н. Водоснабжение/Н.Н.Абрамов. – М.: Стройиздат, 1982. – 319 с.

21. Ионин А.А. Теплоснабжение/А.А.Ионин. – М.: Стройиздат, 1973. – 356 с.

22. Ионин А.А. Газоснабжение/А.А.Ионин. – М.: Стройиздат, 1989. – 327 с.

23. Таги-Заде Ф. Г. Энергоснабжение городов / Ф. Г.Таги-Заде. – М.: Стройиздат, 1980. – 277 с.

24. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию/ И. В. Беляйкина, В. П. Витальев, Н. К. Громов, Е.П.Шубин; под ред. Н. К. Громова, Е. П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.

25. Шульга М. О. Теплопостачання та гаряче водопостачання / М. О. Шульга, О. О. Алексахін. – Х.: ХНАМГ, 2004. – 229 с.

26. Кравченко В. С. Розрахунок систем інженерного обладнання будівель: навч. Посібник / В. С. Кравченко, С. Б. Проценко, Н. В. Кравченко. - Рівне: НУВГП, 2006 – 353 с.

27. Чистяков Н. Н. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Н. Н.Чистяков, М. М. Грудзинский, В. И. Ливчак.- М.: Стройиздат, 1988-314с.

28. Сергеев Ю.С. Санитарно-техническое оборудование зданий. Примеры расчета: уч. пособие /Ю.С.Сергеев, Э.Р.Боровский. - К.: Вища школа, 1991.- 206с.

29. Внутренние санитарно-технические устройства.. Водопровод и канализация /под ред. И. Г. Старовойра, Ю. И. Шиллера.- М.: Стройиздат, 1990.-247с.

30. Монтаж внутренних санитарно-технических устройств / под ред. И. Г. Старовойра. - М.: Стройиздат, 1984.-783с.

31. Бережнов І. О. Теплогазопостачання міст/І.О.Бережнов, В.В.Цветков. - К.: Вища школа, 1973.-215с.

32. Ковальов О. П. Основи теплотехніки і гідравліки/О.П.Ковальов. - К.: Техніка, 1971.- 212с.
33. Михеев М. А. Основы теплопередачи/М.А.Михеев, И.М.Михеева. - М.: Энергия, 1973.-320с.
34. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха / под ред. В. М. Гусева.- Л.: Стройиздат, 1981.-343с.
35. Тихомиров Н.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция / Н. В.Тихомиров, Э.С.Сергиенко. - М.: Стройиздат,1991.- 480с.
36. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха / под ред. И.Г.Староверова. - М.: Стройиздат, 1978. – 415 с.
37. Баркалов Б. В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях/Б.В.Баркалов, Е.Е.Карпис. - М.: Стройиздат, 1982. – 322 с.
38. Кокорин О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха/О.Я.Кокорин, А.М.Дерипасов. - М., ИКФ „КАТАЛОГ”. 2002. – 315 с.
39. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. Евроклимат, 2000. – 433 с.
40. Международный каталог оборудования Rheem. 2012
41. Шульга Н. А. Теплоснабжение и вентиляция зданий: учебное пособие.
42. Н. А. Шульга, А. А. Алексахин, И. Ф. Юхно; Харьк. гос. акад. гор. чоз-ва. – Х.: ХГАГХ, 2002. – 147 с.
43. Шульга М. О. Вентиляція та кондиціонування повітря:навч. Посібник / Шульга М. О., І.П.Юхно; Харк.нац.акад.міськ.госп-ва. – Х: ХНАМГ, 2004. – 214 с.
44. Шушляков Д. О. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Вентиляція і кондиціонування повітря»/Д. О. Шушляков; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ЗНАМГ, 2997. – 20 с.
45. Шушляков Д. О. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Вентиляція і кондиціонування повітря» / Шушляков Д. О.; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2007. – 28 с.
46. Каталоги фірми МАІКО №1 ,5, 2002. – 114 с.
47. Ананьев В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. Н. Балужева, А. Д. Гальперин - М.: "ЕВРОКЛИМАТ", 2001 - 416 с.
48. Каталог оборудования компании Systemair. 2011-2012 г – 688 с.
49. Титов В. П. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: уч. пособие для вузов / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В.И. Новожилов — М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.
50. Щекин Р. В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Кн. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха/ Р.В.Щекин, С.М.Корневский — К.: Будівельник, 1976. – 289 с.
51. Богословский В. Н. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. Ч. 2. Вентиляция / под ред. В. Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 440 с.

52. Богословский В. Н. Отопление и вентиляция/ В. Н.Богословский – М.: Стройиздат, 1980. – 295 с.
53. Пальгунов П. П. Санитарно-технические устройства и газоснабжение зданий. Учебник для техникумов/ П. П. Пальгунов, В. Н. Исаев – М.: Стройиздат, 1991. – 416 с.
54. Рекомендации по применению стальных панельных радиаторов “RADIK KLASIK” и “RADIK VENTIL KOMPAKT”. Госпредприятие НИИ сантехники ТОО «Витатер». М.: 1998. – 61 с.
55. Русланов Г. В. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование: Справочник / Г. В.Русланов, М. Я. Розкин, Э. Л. Ямпольский – К.: Будівельник, 1983. – 272 с.
56. Сергеев Ю.С. Санитарно-техническое оборудование зданий. Примеры расчета: уч. Пособие/Ю.С. Сергеев – К.: Вища школа, 1991. – 206 с.
57. Сергейчук О. В. Архітектурно-будівельна фізика. Теплотехніка огорожуючих конструкцій будинків: навч. Посібник /О. В. Сергейчук. – К.: Такі справи, 1999. – 156 с.
58. Якубчик П. П. Справочник по инженерному оборудованию жилых и общественных зданий / П. П. Якубчик, А. Е. Татура, Н. А. Черников, О. А. Продоус, В. С. Дикаревский – К.: Будивельник, 1989. – 360 с.
59. Щекин Р. В. Расчет систем центрального отопления/Р. В. Щекин. – К.: Вища школа, 1975. – 216 с.
60. Щекин Р. В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга 1/Р.В.Щекин – К.: Будивельник, 1976. – 320 с.
61. Будівельна кліматологія: ДСТУ –Н Б В.1.1-27:2010: чинний від 01.11.2011. Мінрегіонбуд, Київ. 2011. – 123 с.

Навчальне видання

ШУЛЬГА Микола Олександрович
АЛЕКСАХІН Олександр Олексійович
ШУШЛЯКОВ Дмитро Олександрович

ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЯ
НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Відповідальний за випуск *В. І. Абелешов*

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання *Н. В. Зражевська*

Дизайн обкладинки *І.П.Шелехов*

Підп. до друку 13.05.2013
Друк на ризографі
Зам. №

Формат 60×84/16
Ум. друк. арк. 11,3
Тираж 500 пр.

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК №4705 від 28.03.2014 р.